



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PERANCANGAN SISTEM HIDROLIK *PUNCH STROKE*
PADA MESIN *PRESS* UNTUK PEMBUATAN *CUP*
SELONGSONG PELURU KALIBER 20 MM**

FAIZAL RIZALDI
NRP. 2109100049

Dosen Pembimbing
Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



TUGAS AKHIR - TM 141585

DESIGNING OF HYDRAULIC SYSTEM IN STROKE PUNCH PRESS MACHINE FOR MAKING CALIBER 20 MM BULLET CASINGS

FAIZAL RIZALDI
NRP. 2109100049

Academic Supervisor
Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN SISTEM HIDROLIK PUNCH STROKE PADA MESIN PRESS UNTUK PEMBUATAN CUP SELONGSONG PELURU KALIBER 20 MM

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Faizal Rizaldi

Nrp. 2109 100 049

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 19691203 199403 1001
2. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji I)
NIP. 19650810 199102 1001
3. Dinny Harnany, ST, MSc (Penguji II)
NIP. 2100201405001
4. Latifah Nurahmi, ST, MSc, Ph.D (Penguji III)
NIP. 210000011

SURABAYA

Juli 2016

PERANCANGAN SISTEM HIDROLIK PUNCH STROKE PADA MESIN PRESS UNTUK PEMBUATAN CUP SELONGSONG PELURU KALIBER 20 MM

Nama	: Faizal Rizaldi
NRP	: 2109100049
Jurusan	: Teknik Mesin
Pembimbing	: Ir. Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D

Abstrak

Dalam pembuatan selongsong peluru, dilakukan proses sheet metal forming berupa deep drawing dan ironing. Sejak tahun 2015 di Jurusan teknik Mesin ITS dirancang sebuah mesin press dengan sistem hidrolik. Hingga saat ini struktur mesin press sudah selesai dibuat, demikian pula dengan komponen utama proses deep drawing seperti punch, die, blank holder, meja sudah selesai dibuat. Namun demikian sistem hidrolik punch stroke nya belum dirancang, untuk itu pada tugas akhir ini dirancang sebuah sistem hidrolik yang dapat mengatur gerakan punch tersebut. Langkah-langkah penelitian yang dilakukan meliputi menentukan komponen-komponen pada punch mesin press, kemudian dilanjutkan dengan perancangan sirkuit punch pada proses deep drawing. Langkah selanjutnya adalah perancangan sistem hidrolik untuk menggerakkan punch, setelah itu dilakukan simulasi dengan menggunakan software FLUIDSIM.

Dalam perancangan sistem hidrolik punch pada proses deep drawing untuk pembuatan cup selongsong peluru kaliber 20 mm, posisi punch terletak di atas benda kerja. Punch berbentuk silinder dengan diameter piston 125 mm.

Pada bagian atas frame mesin press terdapat lubang untuk punch (\varnothing 50 mm). Pressure relief valve di setting sebesar 150 bar, opening level pada flow control valve di setting sebesar 40 %, dan silinder turun dengan kecepatan 0,03 m/s.

Hasil dari penelitian ini adalah semakin besar tekanan maka semakin besar pula daya pompa yang dibutuhkan. Pada perhitungan didapatkan gaya sebesar 146,6 kN, kapasitas aliran sebesar $3,42 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, dan

kecepatan gerak piston hidrolik sebesar 0,3 m/s. Kebutuhan daya motor listrik yaitu sebesar 6,5 Hp atau dibulatkan menjadi 7 Hp untuk keamanan.

Kata kunci: Deep drawing, punch stroke, sistem hidrolik, mesin press, selongsong peluru.

DESIGN OF HYDRAULIC SYSTEM IN STROKE PUNCH PRESS MACHINE FOR MAKING CALIBER 20 MM BULLET CASINGS

Name : Faizal Rizaldi
Reg Number : 2109100049
Department : Mechanical Engineering
Academic Supervisor : Ir. Bambang Pramujati,
M.Sc.Eng., Ph.D

Abstract

In the manufacture of bullet casings, sheet metal forming process is carried out in the form of deep drawing and ironing. Since 2015 at the Department of ITS Engineering Techniques designed a press machine with a hydraulic system. Until now, the structure of the press machine has been created, as well as the main component deep drawing processes such as punch, die, blank holder, the table has been created. However, the hydraulic system has not been designed punch his stroke, for it was in this final project designed a hydraulic system which can regulate the movement of the punch. Research steps undertaken include determining the component of the punch press machine, followed by designing circuits punch in the deep drawing process. The next step is the design of the hydraulic system to move the punch, after it carried out a simulation using the software FLUIDSIM.

In the design of the hydraulic system on the punch deep drawing process for the manufacture of cup 20 mm caliber bullet casings, punch position is located above the workpiece, punch-shaped piston cylinder with a diameter of 125 mm. At the top of the frame press machine to punch a

hole (\varnothing 50 mm). Pressure relief valve in the setting of 150 bar, the opening level on the flow control valve in the setting of 40 %, and the cylinder down with a speed of 0,03 m/s.

The result of this study are greater the pressure of the greater the pump power needed. In the calculation, a force of 146,6 kN, flow capacity $3,42 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, and

velocity of the hydraulic piston of 0,3 m/s. Electric motor power requirements at 6,5 HP or rounded to 7 HP to security.

key words: Deep drawing, punch stroke, hydraulic systems, machine press, bullet casings.

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang telah memberikan segala rahmat-Nya sehingga penulis dengan segala keterbatasannya dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, khususnya kepada:

1. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc. Eng., Ph.D. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir dan sebagai Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan bimbingan, dukungan dan saran sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.
2. Prof. Dr. Ing. I Made Londen Batan, ME. selaku co. dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah memberikan bimbingan, dukungan dan saran sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.
3. Bapak Suwarno ST, M.Sc, Ph.D selaku koodinator tugas akhir jurusan Strata 1 Teknik Mesin FTI – ITS.
4. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D. selaku dosen wali di Program Studi Strata 1 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Bapak - Ibu Dosen Penguji yang telah memberikan banyak saran dan kritik dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
6. Ayah (Arief Basuki S.H), Ibu (Dra. Aqida Sandjajani), Adik (Fardani Ari Basyar) dan keluarga besar lainnya atas segala doa dan kasih sayang yang kalian berikan.
7. Seluruh Dosen dan Karyawan Program Studi S1 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan ilmu

dan membantu penulis selama duduk dibangku kuliah.

8. Teman-teman Laboratorium Otomasi Industri, Perancangan dan Pengembangan Produk, serta Lab. Mekanika Benda Padat yang telah menemani saya menyelesaikan Tugas Akhir hingga selesai.
9. Saudara-saudaraku seperjuangan 2008, 2009, 2010, dan Mesin gabungan S1 Teknik Mesin
10. Seluruh Mahasiswa S1 Teknik Mesin yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu, atas kebersamaan kita selama di S1 Teknik Mesin.
11. Dan semua pihak yang telah membantu dalam penyelesaian laporan tugas akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini. Akhirnya, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Surabaya, Juli 2016

Penulis

DAFTAR ISI

Lembar Pengesahan	iii
Abstrak	iv
Abstract	vi
Kata Pengantar	viii
Daftar Isi	x
Daftar Gambar	xiii
Daftar Tabel	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	3
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Tujuan	4
1.5. Manfaat Penelitian	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. Tinjauan Pustaka	5
2.2. Dasar Teori	6
2.2.1. Proses <i>Deep Drawing</i>	6
2.2.2. Proses <i>Deep Drawing</i> selongsong peluru	7
2.2.3. Variabel proses <i>Deep Drawing</i>	8
2.2.4 Hidrolik	11
2.2.5 Komponen <i>Press Tool</i>	12
2.2.5.1. <i>Punch</i>	12
2.2.5.2. <i>Dies</i>	14
2.2.6. <i>Actuator Cylinder</i>	14
2.2.7. <i>Pressure Gauge</i>	19
2.2.8. Katup	19
2.2.9. <i>Pressure Relief Valve</i>	20
2.2.10. <i>Flow Control Valve</i>	21
2.2.11. <i>Shut-off Valve</i>	22
2.2.12. <i>Fluida</i>	23

2.2.13. Aliran <i>Laminar</i> dan <i>Turbulen</i>	24
2.2.14. <i>Power Pack</i>	25

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Diagram Alir Penelitian	27
3.2. Tahapan Penelitian	
3.2.1. Studi literatur	30
3.2.2. Perumusan masalah	31
3.2.3. Penentuan komponen hidrolik	31
3.2.4. Perancangan sirkuit hidrolik	31
3.2.5. Pengembangan konsep desain <i>body pick up</i>	33

BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Kebutuhan Pembuatan <i>Cup</i> Selongsong Peluru	37
4.1.1. Selongsong Peluru	37
4.2.1. Syarat Pembuatan Selongsong peluru	37
4.2. Pemilihan Komponen	37
4.3. Perhitungan Sistem Hidrolik I	39
4.3.1. Tekanan Silinder saat Piston Turun	39
4.3.1.1. Kapasitas aliran piston	40
4.3.1.2. Waktu Piston Rod Satu Siklus	41
4.3.2. Tekanan Hidrolik saat Piston Naik	43
4.4. Perhitungan Sistem Hidrolik II	45
4.4.1. Tekanan Silinder saat Piston Turun	45
4.5. Perancangan Sirkuit Hidrolik	46
4.5.1. Pemilihan Valve	48
4.5.1.1. Pemilihan <i>Directional Control Valve</i>	48
4.5.1.2. Pemilihan <i>Flow Control Valve</i>	49
4.5.1.3. Pemilihan <i>Pressure Relief Valve</i>	49
4.5.2. Pemilihan Power Pack	50
4.6. Simulasi Sirkuit Hidrolik	51
4.6.1. <i>Setting Parameter</i>	51
4.6.2. Simulasi saat Silinder <i>Retract</i>	56

4.6.3.Simulasi saat Silinder <i>Extend</i>	59
4.7. Perbandingan Hasil Perhitungan dan Hasil Simulasi	63
4.8. Perhitungan <i>Pressure drop</i> , Daya Pompa, Motor ..	63
4.8.1. Perhitungan <i>Pressure Drop</i> Pompa	63
4.8.2. Perhitungan Daya Pompa.....	64
4.8.3. Daya motor.....	65
4.9. Kebutuhan Mesin	66
4.10. Daftar Spesifikasi Komponen hidrolik.....	66
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1.Kesimpulan	69
5.2.Saran.....	70
DAFTAR PUSTAKA	71
LAMPIRAN	73
BIOGRAFI PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

1. Gambar 1.1 Desain Mesin Press dengan <i>software Solidworks</i>	1
2. Gambar 1.2 Rangka Mesin Press Hidrolik Selongsong Peluru.....	2
3. Gambar 2.1 <i>Layout Deep Drawing Process</i>	6
4. Gambar 2.2 Proses <i>Deep Drawing</i>	7
5. Gambar 2.3 Panjang <i>Punch</i> dengan pengarah.....	12
6. Gambar 2.4 FBD Panjang Maksimum <i>Punch</i>	13
7. Gambar 2.5 Bagian Dalam <i>Actuator</i>	15
8. Gambar 2.6 Gerakan <i>Silinder Extend</i> dan <i>Retract</i>	15
9. Gambar 2.7 Tipe <i>Mounting</i>	18
10. Gambar 2.8 <i>Pressure gauge</i>	19
11. Gambar 2.9 <i>Pressure relief Valve</i>	21
12. Gambar 2.10 <i>One Way Flow Control Valve</i>	22
13. Gambar 2.11 <i>Shut-off Valve</i>	22
14. Gambar 2.12 <i>Viskositas Kinematik Fluida</i>	23
15. Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian.....	29
16. Gambar 3.2 Sirkuit Hidrolik Pada Mesin Press Selongsong Peluru.....	32
17. Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Sistem Hidrolik.....	34
18. Gambar 4.1 Parameter pada Silinder Hidrolik (Alternatif 1).....	39
19. Gambar 4.2 Parameter pada Silinder Hidrolik (Alternatif 1).....	43
20. Gambar 4.3 Komponen Penyusun <i>Die-Set</i>	44

21. Gambar 4.4 Parameter pada Silinder Hidrolik (Alternatif 2).....	45
22. Gambar 4.5 Skema Sirkuit Hidrolik.....	47
23. Gambar 4.6 <i>Directional Control Valve</i>	48
24. Gambar 4.7 <i>Flow Control Valve</i> beserta Simbol.....	49
25. Gambar 4.8 <i>Pressure Relief Valve</i>	50
26. Gambar 4.9 Setting Konfigurasi Silinder.....	52
27. Gambar 4.10 Setting Parameter Silinder.....	53
28. Gambar 4.11 Setting Parameter <i>Pressure Relief Valve</i>	54
29. Gambar 4.12 Setting Parameter <i>Flow Control Valve</i>	54
30. Gambar 4.13 Setting Parameter <i>Directional Control Valve</i>	55
31. Gambar 4.14 Setting Parameter <i>Power Pack</i>	56
32. Gambar 4.15 Simulasi saat Silinder <i>Retract</i>	57
33. Gambar 4.16 Grafik Posisi vs Waktu Silinder <i>Retract</i>	58
34. Gambar 4.17 Grafik Kecepatan vs Waktu Silinder <i>Retract</i>	58
35. Gambar 4.18 Simulasi saat Silinder <i>Extend</i>	60
36. Gambar 4.19 Grafik Posisi vs Waktu Silinder <i>Extend</i>	61
37. Gambar 4.20 Grafik Kecepatan vs Waktu Silinder <i>Extend</i>	62

DAFTAR TABEL

1. Tabel 3.1. Perancangan Material <i>Blank, Punch, Plat, dan Pin</i>	30
2. Tabel 4.1. Kebutuhan Selongsong Peluru	37
3. Tabel 4.2 Syarat Pembuatan Cup Selongsong Peluru	37
4. Tabel 4.3. Katalog Jenis Piston	40
5. Tabel 4.4. Berat Jenis Komponen <i>Die-set</i>	43
6. Tabel 4.5. Katalog Spesifikasi Power Pack	51
7. Tabel 4.6. Hasil Perhitungan dan Simulasi.....	63
8. Tabel 4.7. Daftar Komponen Sistem Hidrolik.....	66

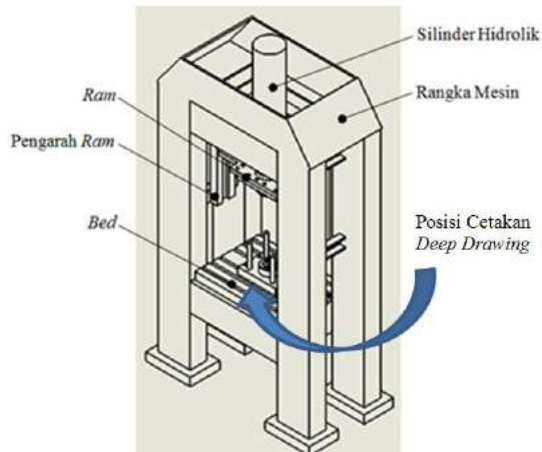
BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Sistem pertahanan adalah aspek penting untuk menjaga kedaulatan dan keutuhan Negara Kesatuan Republik Indonesia. Persenjataan yang memadai merupakan syarat mutlak untuk menunjang kekuatan pertahanan, sehingga diperlukan industri yang dapat memproduksi peralatan pertahanan guna meningkatkan sistem persenjataan Tentara Nasional Republik Indonesia, salah satunya adalah industri yang dapat memproduksi munisi.

Dalam rangka pembuatan selongsong peluru kaliber 20 mm sejak tahun 2015 di Jurusan Teknik Mesin ITS telah dirancang mesin press hidrolik seperti pada gambar 1.1



Gambar 1.1 Desain Mesin press hidrolik selongsong peluru kaliber 20 mm dengan *software solidworks*

Sampai saat ini pengerjaan frame mesin press pembuatan selongsong peluru kaliber 20 mm sudah dilakukan, namun terdapat beberapa komponen yang belum dipasang pada mesin tersebut, diantaranya blank holder, *material feeder*, pelat *holder*, *material feeder*, pegas, dan poros pegas.



Gambar 1.2 Rangka mesin press hidrolik selongsong peluru kaliber 20 mm

Mekanisme penggerak yang akan dipakai mesin press pada gambar 1.2 adalah menggunakan sistem hidrolik. Hal ini disebabkan karena sistem hidrolik memiliki daya tekan yang lebih besar dibandingkan dengan mekanisme penggerak yang lain. Penggerak menggunakan sistem hidrolik yang terdiri dari *power pack* yang terhubung ke pompa. Dari pompa daya akan diteruskan menuju silinder hidrolik melalui selang yang berisi *fluida*. Dari silinder, gaya diteruskan ke plat penekan dimana plat penekan ini

akan menekan material sampai pada ketebalan maksimum sesuai kapasitas yang sudah ditentukan.

Penggunaan sistem hidrolik pada mesin press pembuatan cup selongsong peluru memiliki alasan sebagai berikut:

- Sistem hidrolik mampu menghasilkan torsi dan gaya yang besar.
- Dapat dioperasikan secara otomatis.
- Sistem hidrolik menggunakan minyak sebagai media pemindah gaya, sehingga tahan terhadap keausan pada komponen-komponennya.
- Beban dapat dikontrol dengan katup pengatur tekanan (*Preassure Relief Valve*), maka tidak terjadi kerusakan komponen hidrolik yang lain apabila terjadi beban berlebih.

Dari penjelasan diatas, diharapkan dapat dibangun sebuah sistem hidrolik pada mesin *press*, baik untuk proses *deep drawing* maupun untuk proses *ironing* pembuatan *cup* selongsong peluru kaliber 20 mm.

1.2. Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang tersebut di atas maka penelitian pada tugas akhir ini dititik beratkan pada:

- Bagaimana merancang sistem hidrolik *punch stroke* pada mesin press untuk pembuatan cup selongsong peluru kaliber 20 mm?
- Bagaimana menghitung dan memilih komponen sistem hidrolik *punch stroke* untuk pembuatan selongsong peluru kaliber 20 mm?

1.3. Batasan Masalah

Agar penelitian ini dapat mencapai tujuan yang diinginkan, maka batasan masalah yang diberikan adalah sebagai berikut:

- Bagian yang dirancang adalah sistm hidrolik punch, meliputi: perhitungan gaya punch, pemilihan *solenoid*

valve, pemilihan *pressure relief valve*, Perhitungan tekanan dan kapasitas *fluida* hidrolik, pemilihan pompa, perhitungan *pressure drop*, perhitungan daya *motor*, perhitungan kapasitas tanki, perancangan rangkaian sirkuit hidrolik dengan *software* fluidsims.

- Alat ini dapat digunakan untuk proses *Deep Drawing* dan proses *ironing*.
- Sistem kontrol tidak dibahas.

1.4. Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah:

- Merancang sistem hidrolik *punch stroke* pada mesin press pembuatan cup selongsong peluru kaliber 20 mm.
- Menghitung dan memilih komponen sistem hidrolik *punch stroke* untuk pembuatan cup selongsong peluru kaliber 20 mm.

1.5. Manfaat Tugas Akhir

Manfaat yang dihasilkan tugas akhir ini adalah:

- Proses produksi munisi dapat terkontrol, sehingga dapat mencegah produk cacat.
- Mesin press yang telah dirancang dapat dikembangkan untuk penelitian mahasiswa.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Hidrolik, ilmu yang mempelajari tentang pemanfaatan aliran *fluida* cair sebagai penghasil daya, adalah ilmu tua yang saat ini menjadi perhatian dalam dunia sistem kendali dikarenakan meningkatnya kebutuhan suatu sistem yang dapat menghasilkan daya yang besar, sehingga perkembangan teknologi, desain dan aplikasi sistem kendali telah difokuskan pada sistem ini. Beberapa penerapan sistem hidrolik adalah pada mesin uji tarik, sistem kendali pesawat terbang, sistem hidrolik pada mekanisme *steering* mobil, dan pada industri pembentukan logam yang melibatkan proses tekan seperti *deep drawing* dan *ironing*.

Penelitian terdahulu mengenai sistem hidrolik mesin *press* yaitu membahas tentang perancangan mesin *press* sampah plastik dengan kapasitas 200 Kg/jam [1]. Metode yang digunakan dalam penelitiannya adalah metode rasional. Hasil rancangan yang didapat yaitu mesin *press* sampah *plastic* dengan uji kecepatan mencapai 180 kg/jam. Saleh, M.M. [2] dalam bukunya menjelaskan secara rinci mengenai property fisis dan kimiawi dari fluida hidrolik, persamaan dasar mekanika fluida yang digunakan pada sistem hidrolik, kajian matematis katup dan *actuator*. Buku ini kemudian menjadi patokan hingga saat ini, dan dikembangkan oleh beberapa penulis lainnya seperti buku referensi Watton, J. Beberapa penelitian telah dilakukan pada bidang perancangan sistem hidrolik, diantaranya dalam jurnal milik Damic, V., Cohodar M. [3] menjelaskan analisa sistem hidrolik dengan memodelkan dan mensimulasikan *actuator* hidrolik menggunakan *Bond Graph Model*.

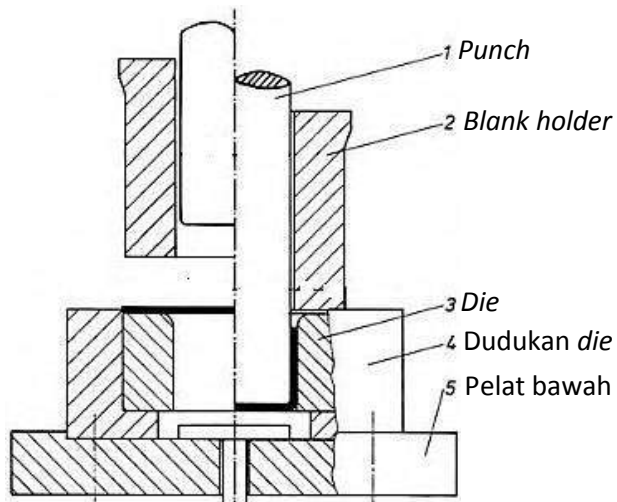
Chatzakos, P. [4] dalam jurnalnya mendeskripsikan bahwa *actuator* hidrolik merupakan sistem non linier. Gerak *actuator* hidrolik dapat dikendalikan dengan menggunakan *proportional solenoid valve*, untuk mengatur arah dan debit aliran

yang masuk. Dalam buku yang ditulis oleh Dariusz, G. [5] menerangkan bahwa gerak *actuator* hidrolik merupakan gerak dinamis, sehingga gaya yang dihasilkan oleh *actuator* dipengaruhi oleh tekanan *fluida* yang masuk dan keluar, luas permukaan torak pada sisi masuk dan keluar, massa beban, gravitasi, gaya gesekan, dan *punch force*. Gerak *actuator* juga dapat dimodelkan dan dikendalikan dengan menggunakan metode Lapunov's.

2.2 Dasar Teori

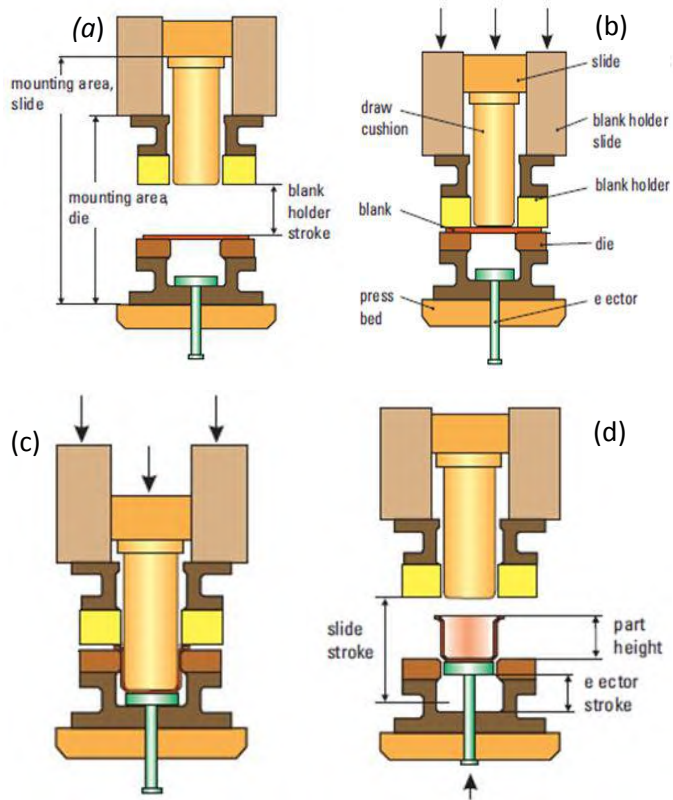
2.2.1 Proses Deep Drawing

Deep drawing adalah proses pembentukan lembaran logam (*blank*) menjadi bagian yang berongga. Proses *deep drawing* gaya diberikan untuk menekan material benda kerja yang berupa lembaran logam, dan di jepit diantara *blank holder* dan *die* [12]. *Layout* proses *deep drawing* yaitu terdapat sebuah *die*, *punch* dan *blank holder* seperti pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 *Lay-out* proses *deep drawing* [6]

2.2.2 Proses *Deep Drawing* Pembuatan Cup Selongsong Peluru Kaliber 20 mm



Gambar 2.2 Proses *Deep Drawing* Pembentukan Cup Selongsong Peluru Kaliber 20 mm [7]

Gambar 2.2 menunjukkan proses *deep drawing* pembentukan cup selongsong peluru kaliber 20 mm. Material benda kerja diletakkan antara *punch* dan *dies*. *Dies* dan *ejector* terletak di bawah material. Material diletakkan di atas *die*, selanjutnya *punch* dan *blank holder* bergerak turun kebawah

(gerakan *extend*) untuk menekan material benda kerja sehingga membentuk *cup*. Setelah material membentuk sebuah *cup*, *punch* bergerak ke atas (gerakan *extend*), dan *ejector* bergerak naik untuk menekan benda kerja sehingga *cup* yang telah terbentuk dapat diambil.

2.2.3 Variabel Proses Deep Drawing Pembuatan Cup Selongsong Peluru Kaliber 20 mm

Beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam melakukan proses *deep drawing*. Variabel yang mempengaruhi proses *deep drawing* antara lain:

a) Gesekan

Saat proses *deep drawing* berlangsung gesekan terjadi antara permukaan *punch*, *die* dengan *blank*, gesekan akan mempengaruhi hasil dari produk yang dihasilkan sekaligus mempengaruhi besarnya gaya yang dibutuhkan untuk proses pembentukan, semakin besar gaya gesek maka gaya untuk proses *deep drawing* juga meningkat, beberapa faktor yang mempengaruhi gesekan antara lain :

1. Pelumasan

Proses pelumasan adalah salah satu cara mengontrol kondisi lapisan tribologi pada proses *deep drawing*, dengan pelumasan diharapkan mampu menurunkan koefisien gesek permukaan material yang bersinggungan.

2. Gaya *blank holder*

Gaya *blank holder* yang tinggi akan meningkatkan gesekan yang terjadi, bila gaya *blank holder* terlalu tinggi dapat mengakibatkan aliran material tidak sempurna sehingga produk dapat mengalami cacat.

3. Kekasaran permukaan *blank*

Kekasaran permukaan *blank* mempengaruhi besarnya gesekan yang terjadi, semakin kasar permukaan *blank*

maka gesekan yang terjadi juga semakin besar. Hal ini disebabkan koefisien gesek yang terjadi semakin besar seiring dengan peningkatan kekasaran permukaan.

4. Kekasaran permukaan *punch*, *die* dan *blank holder*
Seperti halnya permukaan *blank* semakin kasar permukaan *punch*, *die* dan *blank holder* koefisien gesek yang dihasilkan semakin besar sehingga gesekan yang terjadi juga semakin besar.

b) Bending & straightening

Pada proses *deep drawing* setelah *blank holder* dan *punch* menempel pada permukaan *blank* saat kondisi *blank* masih lurus selanjutnya terjadi proses pembengkokan material (*bending*) dan pelurusan *sheet* sepanjang sisi samping dalam *die* (*straightening*). Variabel yang mempengaruhi proses ini adalah:

1. Radius *punch*

Radius *punch* disesuaikan dengan besarnya radius *die*, radius *punch* yang tajam akan memperbesar gaya *bending* yang dibutuhkan untuk proses *deep drawing*.

2. Radius *die*

Radius *die* disesuaikan dengan produk yang pada nantinya akan dihasilkan, radius *die* berpengaruh terhadap gaya pembentukan, bila besarnya radius *die* mendekati besarnya tebal lembaran logam maka gaya *bending* yang terjadi semakin kecil sebaliknya apabila besarnya radius *die* semakin meningkat maka gaya *bending* yang terjadi semakin besar.

c) Penekanan

Proses penekanan terjadi setelah proses *straightening*, proses ini merupakan proses terakhir yang menentukan bentuk dari bagian bawah produk *deep drawing*, besarnya gaya tekan yang dilakukan dipengaruhi oleh :

1. Keuletan logam
Semakin ulet *blank* semakin besar kemampuan *blank* untuk dibentuk ke dalam bentuk yang beranekaragam dan tidak mudah terjadi sobek (*cracking*) pada saat proses penekanan, keuletan logam yang kecil mengakibatkan *blank* mudah sobek.
2. *Drawability*
Drawability adalah kemampuan bahan untuk dilakukan proses *deep drawing*, sedangkan nilainya ditentukan oleh LDR batas maksimum adalah batas dimana bila material mengalami proses penarikan dan melebihi nilai limit akan terjadi cacat sobek (*cracking*).
3. Ketebalan *blank*
Ketebalan *blank* mempengaruhi besar dari gaya penekanan yang dibutuhkan, semakin tebal *blank* akan dibutuhkan gaya penekanan yang besar sebaliknya bila *blank* semakin tipis maka dibutuhkan gaya yang kecil untuk menekan *blank*.
4. Tegangan maksimum material
Material *blank* yang mempunyai tegangan maksimum besar mempunyai kekuatan menahan tegangan yang lebih besar sehingga produk tidak mudah mengalami cacat material dengan tegangan maksimum kecil mudah cacat seperti sobek dan berkerut.

d) *Clearance*

Clearance atau kelonggaran adalah celah antara *punch* dan *die* untuk memudahkan gerakan *blank* saat proses *deep drawing* berlangsung. Nilai *clearance* terlalu kecil atau kurang dari tebal *blank* maka dapat mengalami penipisan (*ironing*) dan bila besar *clearance* melebihi toleransi 20% dapat mengakibatkan terjadinya kerutan.

e) Kecepatan proses *deep drawing*

Deep drawing dengan jenis *punch* berada diatas dengan *nest* dapat diberi kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan jenis *die* yang menggunakan *blank holder*, kecepatan yang tidak sesuai dapat menyebabkan retak bahkan sobek pada material, masing-masing jenis material mempunyai karakteristik berbeda sehingga kecepatan maksimal masing-masing material juga berbeda.

2.2.4 Hidrolik

Sistem tenaga hidrolik adalah suatu sistem yang digunakan untuk memindahkan energi mekanik dari suatu tempat ke tempat lain. Hal ini dapat terjadi melalui pemanfaatan energi tekan dari suatu *fluida* (pelumas). Pompa hidrolik dijalankan dengan energi mekanis dimana energi mekanis ini akan diubah menjadi energi tekan dan energi kinetis pada minyak hidrolik (pelumas) yang pada akhirnya akan diubah kembali menjadi energi mekanis pada *actuator*.

Sesuai dengan hukum kekekalan energi [6] jumlah energi dalam sistem hidrolik adalah tetap. Kehilangan energi akibat gesekan antara pelumas dengan alat transportasinya dapat dikatakan sebagai kerugian tekanan. Kehilangan tekanan ini besarnya tergantung dari pola aliran pelumas saat mengalir dalam sistem hidrolik.

2.2.4.1 Gaya, Tekanan, dan Head

- Gaya dan Tekanan

Dalam sistem hidrolik, tekanan *liquid* yang terjadi dalam sistem akan disebarkan ke segala arah dengan sama besar. Tekanan di definisikan sebagai gaya normal per satuan luas [6]

$$F = P1 \cdot A1 - P2 \cdot A2$$

(2.1)

Dimana:

P = Tekanan (bar)

F = Gaya normal (N)

A = Luas area (m²)

- Head

Secara umum persamaan untuk mencari *head* adalah:

$$P = \gamma \cdot h \quad (2.2)$$

Dimana:

P = Tekanan *fluida* atau pelumas

H = *Head* atau ketinggian air

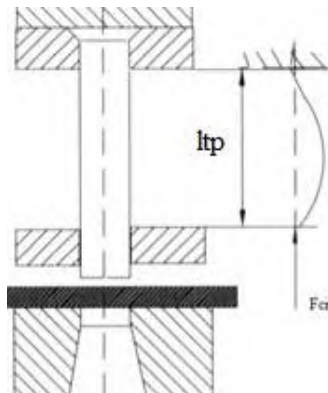
γ = *Weight density* dari *fluida* oli

2.2.5 Komponen Press Tool

Dalam perkakas tekan (*press tool*) terdapat komponen utama yaitu *punch* dan *die* serta beberapa komponen pendamping lainnya. Berikut ini merupakan penjelasan dari komponen-komponen penyusun konstruksi *press tool*.

2.2.5.1 Punch

Punch merupakan salah satu bagian utama sebagai komponen pemotong atau pembentuk yang terletak pada bagian atas *press tool*. *Punch* digunakan untuk menekan benda kerja ke arah *die*. Perhitungan maksimal *buckling load* yang dapat ditahan oleh *punch* dilakukan dengan cara seperti di bawah ini:



Gambar 2.3 Panjang *punch* dengan pengarah [9]

Gaya kritis (F_{cr}) untuk *punch* yang menggunakan pengarah dihitung dengan persamaan berikut ini:

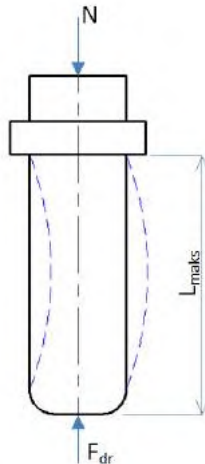
$$F_{cr} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l_{tp}^2} \quad (2.3)$$

Panjang maksimum *punch* yang diijinkan (L_{maks}) dengan pengarah yang memiliki penampang bulat yaitu:

$$L_{maks} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 \cdot L_p \cdot s_0 \cdot (0.8 \cdot R_m)}} \quad (2.4)$$

Dimana:

L_p = Keliling pembentukan (mm)



Gambar 2.4 FBD panjang maksimal punch

2.2.5.2 Die

Die merupakan komponen utama pada *die set* yang berfungsi untuk membentuk material (*blank*) sehingga memenuhi spesifikasi yang telah ditentukan. Tebal *die* dapat dihitung menggunakan persamaan dibawah ini [9] yaitu:

$$H_d = (10 + 5 \cdot s_0 + 0.7 \cdot \sqrt{a + b}) \cdot C_d \quad (2.5)$$

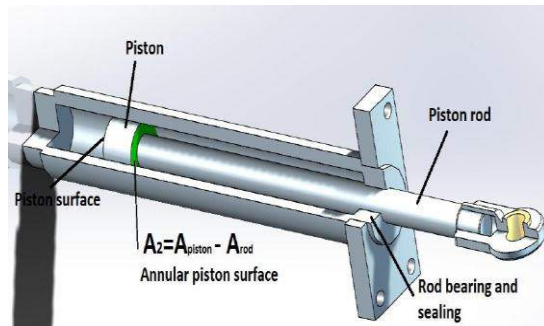
Dimana:

H_d	= tebal <i>die</i> (mm)
s_0	= tebal <i>blank</i> (mm)
a	= Panjang <i>die</i> (mm)
b	= lebar <i>die</i> (mm)
C_d	= konstanta <i>die</i>

2.2.6 Silinder Actuator

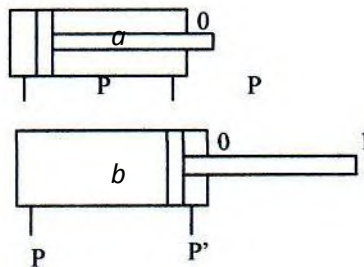
Actuator di dalam sistem hidrolik berfungsi untuk merubah energi *fluida* menjadi energi mekanik. Jenis *actuator* yang umum digunakan adalah *actuator* jenis *silinder* hidrolik. *Actuator* jenis *silinder* hidrolik dibagi menjadi dua, yaitu tipe *single acting* silinder dan *double acting* silinder. Tipe *single acting*, stroke bekerja satu arah saja, stroke kembali dijalankan oleh gaya gravitasi atau gaya pegas. Untuk tipe *double acting*, stroke bekerja dua arah dengan memasukkan tekanan fluida ke salah satu sisi dari piston [10].

Silinder actuator mempunyai bagian-bagian penting, seperti *piston*, *piston rod*, permukaan *piston*, permukaan annulus, *bearing* dan *sealing*. Gambar 2.5 adalah gambar aktuator dan bagian-bagiannya.



Gambar 2.5 Bagian-bagian di dalam *actuator*

Gerakan *extend* adalah gerakan ketika *piston rod* maju. Gambar 2.6.a menunjukkan gerak *piston rod* ketika sedang *extending*. Fluida bertekanan P_1 dengan *flow rate* Q_E mengalir melalui bagian permukaan *piston* (full bore) dan keluar melewati bagian *annulus* area. Gerakan *retract* adalah gerakan ketika *piston* mundur. Gambar 2.6.b menunjukkan gerak ketika *piston rod* sedang *retracting*. Fluida bertekanan P_2 dengan *flow rate* q_R masuk melalui bagian *annulus* area dan keluar melewati bagian permukaan *piston* (full bore) [11].



Gambar 2.6 Gerakan Silinder Hidrolik (a) saat kondisi *retract* (b) saat kondisi *extend* [10]

Pada saat kondisi *extend*, kecepatan *piston rod* maju dan waktu *piston rod* untuk *extend* dapat dihitung dengan persamaan [10]:

$$V_{\text{ext}} = Q_E / A = q_E / (A-a) \quad (2.6)$$

Dimana:

V_{ext} = Kecepatan saat piston bergerak maju
 Q_E = Kapasitas aliran saat piston bergerak maju
 A = Luas Penampang pada piston hidrolik.

$$Q_E = \frac{x}{t} \cdot A \quad (2.7)$$

Dimana:

Q_E = Kapasitas aliran saat piston bergerak maju
 V_{ext} = Kecepatan saat piston bergerak maju
 x = Panjang langkah piston hidrolik
 t = Waktu yang diperlukan piston untuk bergerak maju
 A = Luas Penampang pada piston hidrolik.

Pada saat kondisi *retract*, kecepatan *piston rod* mundur dan waktu *piston rod* untuk mundur dapat dihitung dengan persamaan:

$$V_{\text{ret}} = q_R / (A-a) = Q_R / A \quad (2.8)$$

Dimana:

V_{ret} = Kecepatan saat piston bergerak mundur
 Q_R = Kapasitas aliran saat piston bergerak mundur
 A = Luas Penampang pada piston hidrolik.

$$Q_R = \frac{x}{t} \cdot A \quad (2.9)$$

Dimana:

Q_R = Kapasitas aliran saat piston bergerak mundur
 V_{ret} = Kecepatan saat piston bergerak mundur

x = Panjang langkah piston hidrolik

t = Waktu yang diperlukan piston untuk bergerak mundur

A = Luas Penampang pada piston hidrolik.

Pada aplikasi dinamis, beban *inersia*, gesekan *seal*, gesekan beban dan lain-lain harus diperhitungkan dalam perhitungan gaya dinamis pada silinder actuator. Sebagai pendekatan awal, gaya dinamis bernilai 0,9 dari gaya statis [10]. Gesekan pada *seal* bervariasi, tergantung pada seal dan desain silinder. Tekanan yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan seal, umumnya tidak tersedia di pasaran. Tekanan untuk mengatasi seal ini dapat bernilai 5 bar untuk tujuan perhitungan [10]. Gaya silinder maju dan mundur dapat dihitung dengan persamaan:

$$F_{\text{ext}} = (P_1 \cdot A - P_2(A - a)) \cdot 0,9 \quad (2.10)$$

$$F_{\text{ret}} = (P_2 \cdot (A - a) - P_1 \cdot A) \cdot 0,9 \quad (2.11)$$

Metode mounting memainkan peranan penting dalam performa silinder [11]. *Mounting* digunakan agar piston rod terhindar dari buckling. Tipe *mounting* akan berpengaruh terhadap *free (equivalent) bucking length*. Gambar 2.4 menunjukkan beberapa tipe *mounting* yang biasa dijual di pasaran.



Gambar 2.7 Tipe *mounting* silinder *tie rod* CD70

Piston rod pada silinder hidrolik akan beraksi sebagai penyangga ketika diberikan beban *compressive* atau diberikan gaya. Oleh karena itu diameter dari *rod* harus diperhitungkan untuk menghindari terjadinya *buckling*. Untuk menghitung diameter *piston rod* agar kuat menahan *buckling*, bisa digunakan rumus euler dengan persamaan [10]:

$$K = \frac{\pi^2 E I}{L^2} \quad (2.12)$$

dimana :

K = beban *buckling* (kg)

E = modulus elastisitas (kg/cm²)

= 2,1. 10⁶ kg/cm² untuk bahan baja

J = moment area kedua dari *piston rod* (cm⁴)

$$= \pi d^4 / 64 \text{ untuk solid rod}$$

$$L = \text{panjang buckling bebas atau ekuivalen (cm)}$$

Gaya aman maksimum pada *piston rod* dapat dihitung dengan persamaan [10]:

$$F = \frac{K}{S} \quad (2.13)$$

dimana S adalah faktor keamanan yang biasanya diambil nilai 3,5. Panjang *buckling* bebas atau ekuivalen L tergantung dari metode *mounting* [10].

2.2.7 Pressure Gauge

Pressure gauge berfungsi untuk mengukur tekanan *fluida* sebelum masuk unit pemeliharaan *liquid*. Alat ini digunakan untuk memonitoring dan keamanan. Biasanya alat pengatur tekanan dipasang dan dilengkapi dengan penduga (pengukur tekanan) yang menunjukkan besarnya *liquid* atau tekanan yang mengalir sesudah melalui pengatur tekanan.



Gambar 2.8 *Pressure Gauge*

2.2.8 Katup

Pada katup (*valve*), pada umumnya terjadi *pressure drop* yang dapat mengurangi tekanan saat operasi. *Pressure drop* ini perlu diperhitungkan dalam perencanaan sehingga sistem tidak kekurangan tekanan akibat *pressure drop* [10]. *Pressure drop* pada katup, terjadi akibat aliran fluida masuk ke dalam *restricted*

orifice. Untuk aliran *incompressible*, *pressure drop* dapat dihitung dengan persamaan [11]:

$$\Delta P = \frac{\rho}{2 \cdot A^2 \cdot Cd^2} \cdot Q^2 \quad (2.14)$$

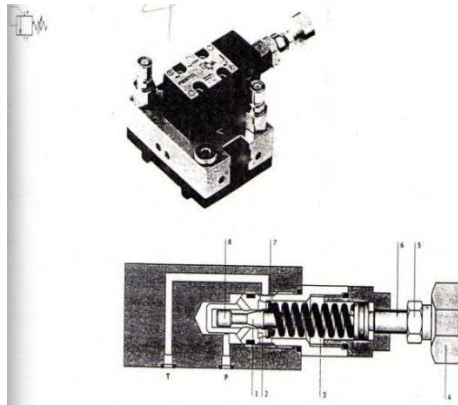
dimana :

ΔP	= <i>pressure drop</i> akibat katup
ρ	= massa jenis <i>fluida</i>
A	= luas <i>cross-section orifice</i>
Cd	= koefisien <i>discharge</i>
Q	= <i>flow rate</i> aliran <i>fluida</i> di dalam <i>orifice</i>

2.2.9 Pressure Relief Valve

Pressure relief valve digunakan sebagai sebuah pengaman dari suatu sistem hidrolik. Katup ini membatasi tekanan pada lubang P dan kelebihan *fluida* oli yang nantinya akan dikembalikan lagi ke tangki. Dari bentuknya dapat kita lihat bahwa katup ini menghubungkan komponen bagian T ketika tekanan pada bagian P yang telah diatur sedemikian rupa telah dicapai tekanannya.

Katup ini merupakan jenis *normally closed*. Jika ada gaya dari tekanan differensial pada lubang P dan T, maka pada saat inilah bagian depan permukaan lebih baik dari gaya pegas yang berada di belakangnya, maka *sealing cone* akan menekan dudukan katup sehingga lubang T akan terbuka dan terjadilah aliran *fluida* pada lubang T. Katup akan tertutup lagi ketika tekanan pada lubang P telah berkurang. Bantalan piston digunakan untuk peredam kejutan dan memastikan ke stabilan yang lebih tinggi.



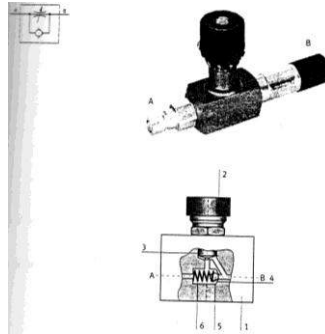
Gambar 2.9 *Pressure relief valve*

Keterangan :

1. *Sealing Cone*
2. *Valve Seat*
3. *Spring*
4. *Rotary Knob*
5. *Lock Nut*
6. *Screw Spindle*
7. *Spring Disc*
8. *Cushioning Piston*

2.2.10 One Way Flow Control Valve

One Way Flow Control Valve adalah kombinasi dari *Throttle Valve* dan *non return valve*. Aliran dari A – B, fluida hidrolik mengalir hanya melalui *throttle* (3), yang ukurannya dapat diatur dengan *rotary knob* (2). *Valve seat* dapat ditutup dengan *Sealing ball* (5) dan *spring* (6). Dalam arah yang berlawanan, *non return valve* terbuka dan aliran penuh melalui bagian A ke B terjadi.



Gambar 2.10 *One way flow control valve*

Keterangan:

- | | | |
|------------------|-------------------|-----------------|
| A. Inlet saluran | 1. Valve Housing | 4. Valve |
| Seat | | |
| B. Socket | 2. Rotary Knob | 5. Sealing Ball |
| | 3. Throttle Valve | 6. Spring |

2.2.11 Shut-off Valve

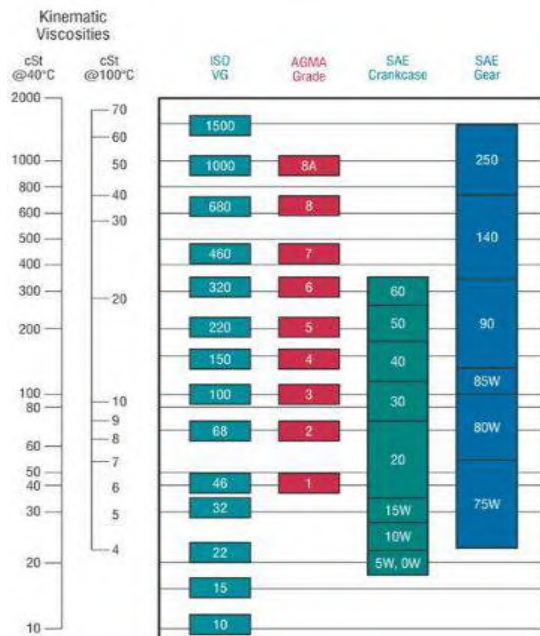


Gambar 2.11 *Shut-off valve*

Shut-off valve dapat menempatkan banyak *point* dalam sirkuit melalui aliran, untuk penutupan aliran dengan *shut-off lever*.

2.2.12 Fluida

Jenis *fluida* bermacam-macam jenisnya dan memiliki viskositas yang berbeda-beda pula. Viskositas adalah gesekan akibat adanya *fluida* yang mengalir di dalam sistem. Sebagai contoh air memiliki viskositas rendah dan dapat bergerak dengan cepat karena gesekan yang terjadi rendah sedangkan madu memiliki *viskositas* yang tinggi, dan sulit bergerak dengan cepat karena gesekan yang terjadi tinggi. Pada sistem hidrolis, fluida yang digunakan harus cukup kental untuk menghindari kebocoran di dalam sistem, selain itu fluida yang digunakan juga harus memiliki kekentalan yang rendah, agar dapat mengalir dengan lancar [12]. Gambar 2.6 menunjukkan viskositas kinematik jenis *fluida* dari standar ISO, AGMA dan SAE *crankcase* dan SAE *gear*.



Gambar 2.12 Viskositas kinematik fluida [13]

Hubungan antara viskositas kinematik, viskositas dinamik dan massa jenis fluida dapat dituliskan dengan persamaan [13]:

$$\rho = \frac{\mu}{\nu} \quad (2.15)$$

dimana : ρ = massa jenis *fluida*
 μ = viskositas dinamik *fluida*
 ν = viskositas kinematik *fluida*

2.2.13 Aliran Laminer dan Turbulen

Aliran fluida yang mengalir di dalam pipa dapat diklasifikasikan ke dalam dua tipe aliran yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Aliran dikatakan laminar jika partikel-partikel fluida yang bergerak mengikuti garis lurus yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang konstan. Aliran disebut turbulen jika tiap partikel fluida bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-ratanya saja yang mengikuti sumbu pipa.

Koefisien gesek untuk pipa silindris merupakan fungsi bilangan Reynold (Re), dalam menganalisa aliran di dalam saluran tertutup, sangat penting untuk mengetahui tipe aliran yang mengalir dalam pipa tersebut. Untuk itu harus di hitung besarnya bilangan Reynold dengan mengetahui parameter-parameter yang diketahui besarnya. Besarnya bilangan Reynold dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

Reynold Number (Re):

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_{hose}}{\mu} \quad (2.16)$$

dimana: ρ = Massa jenis minyak pelumas SAE 10
 v = Kecepatan aliran (m/s^2)
 d = Diameter selang (m)

μ = Koefisien gesek pipa

Untuk $Re < 2300$ maka aliran didalam pipa adalah *laminar*

Pressure Drop:

$$P_a - P_b = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.17)$$

dimana: P_a = Tekanan masuk menuju *actuator* (N/m^2)

P_b = Tekanan keluar dari *actuator* (N/m^2)

$$f = \frac{64}{Re}$$

L = Panjang pipa (m)

D = Diameter hose (m)

V = Kecepatan aliran (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

2.2.14 Unit Tenaga (*Power Pack*)

Power pack berfungsi sebagai untuk membangkitkan tenaga dan mengalirkan *fluida* ke seluruh sistem. Komponen utama di dalam *power pack* adalah motor, pompa dan tangki. Motor adalah penggerak mula sistem hidrolik. Motor menghasilkan tenaga mekanik berupa putaran poros. Pompa adalah komponen yang berfungsi untuk mengalirkan *fluida* ke seluruh sistem. Poros pada pompa disambung dengan poros pada motor, sehingga begitu poros pada motor berputar, poros pada pompa ikut berputar. Putaran pompa akan menyebabkan terjadinya penyedotan cairan dari tangki hidrolik dan penekanan cairan ke saluran tekan.

Tangki adalah salah satu bagian di dalam *power pack* yang berfungsi untuk menyimpan *fluida*. Ukuran tanki pada *power pack* dapat dihitung dengan persamaan:

$$\text{Volume tanki} = (3 \text{ s/d } 5) \cdot Q_{\text{delivery}} \quad (2.18)$$

dimana:

Q_{delivery} = *flow rate* yang dikeluarkan oleh pompa per menit

Effisiensi di dalam sebuah *power pack* dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$\eta = \frac{P \cdot Q}{HP_{\text{shaft}}} \quad (2.19)$$

dimana : η = efisiensi yang terjadi dalam motor / pompa

P = tekanan yang terjadi pada *relief valve*

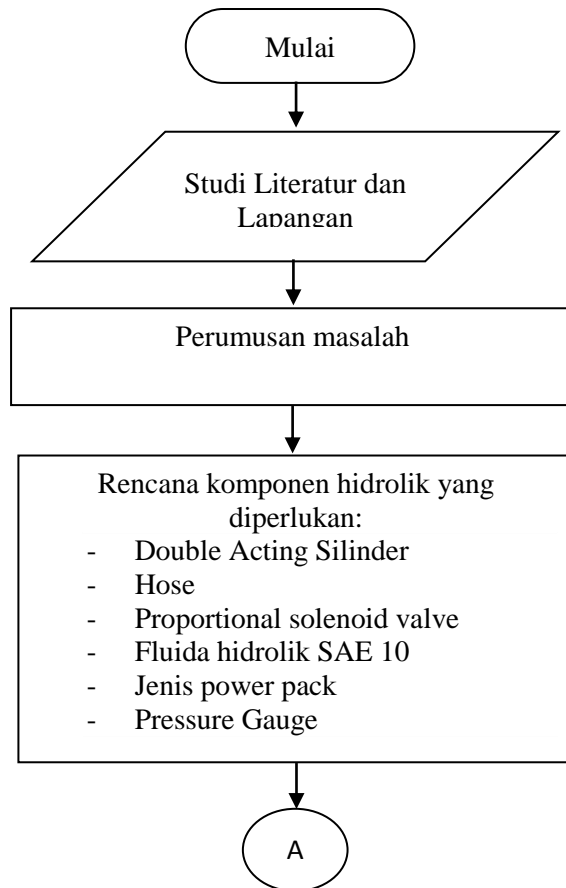
Q = *flow rate* pada sistem

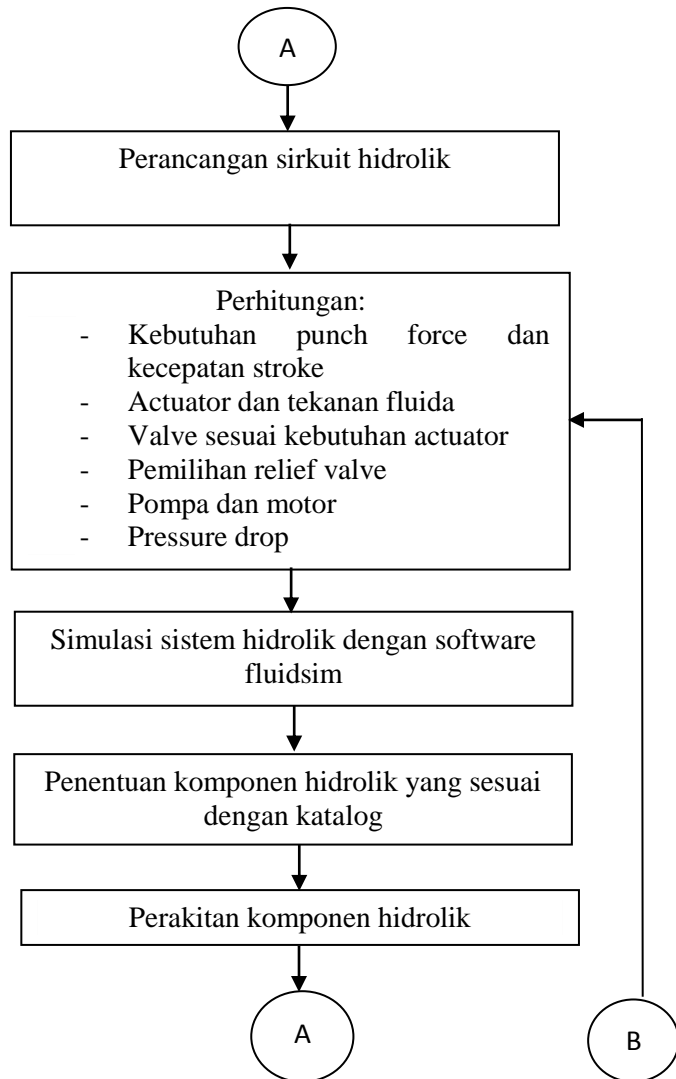
HP_{shaft} = Tenaga yang dikeluarkan oleh pompa/ motor.

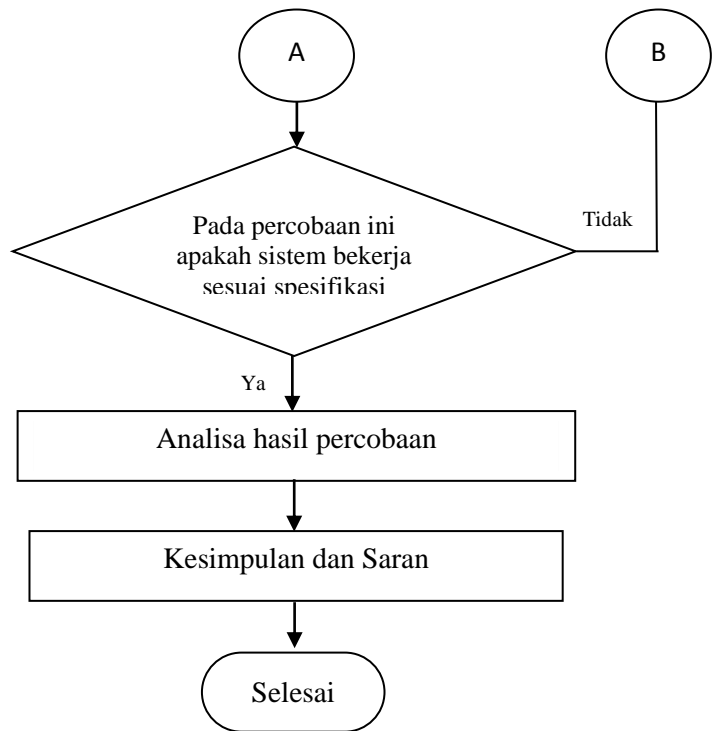
BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Digram Alir Penelitian

Metode yang digunakan dalam suatu analisa atau studi harus terstruktur dengan baik sehingga dapat dengan mudah menerangkan atau menjelaskan penelitian yang dilakukan. Oleh karena itu dalam metode penelitian dapat diuraikan seperti pada gambar 3.1







Gambar 3.1 Diagram alir penelitian.

3.2 Tahapan Penelitian

Proses perancangan sistem hidrolik *punch holder* pada proses *deep drawing* untuk membuat *cup* selongsong peluru kaliber 20 mm dapat dibagi dalam tahapan sebagai berikut :

- Studi literatur dan lapangan.
- Perumusan masalah.
- Penentuan komponen hidrolik.
- Perancangan sirkuit hidrolik.
- Perhitungan.
- Simulasi hasil perancangan.

- Kesimpulan dan saran.

3.2.1 Studi Literatur

Langkah pertama yang dilakukan dalam perancangan sistem hidrolik *punch stroke* pada proses *deep drawing* adalah dengan mencari referensi-referensi yang berkaitan dengan *sheet metal forming* dan sistem hidrolik. Referensi dapat berupa buku, jurnal, website, video, gambar dan lain-lain. Studi lapangan juga dilakukan dengan mencari tahu mekanisme sistem *deep drawing* dan hidrolik. Dari studi literatur, material *blank*, material *punch holder*, material plat dan pin dirancang seperti pada tabel 3.1.

Tabel 3.1 Perancangan material *blank*, *punch*, plat dan pin

No	Jenis Perancangan	Keterangan	Alasan
1	Material <i>Blank</i>	Kuningan(<i>catridge brass</i> / CuZn30)	<ul style="list-style-type: none"> - Umum digunakan dalam pembuatan <i>cup</i> selongsong peluru - Material tidak terlalu kuat dan <i>ductility</i> masih cukup besar
2	Material <i>punch Holder</i>	<i>Steel Alloy 4340 normalized</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Material <i>punch holder</i> harus rigid dan solid
3	Material <i>piston rod</i>	<i>Steel SKD 11</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Material piston harus rigid dan solid

3.2.2 Perumusan Masalah

Bagaimana perencanaan dan pembuatan sistem hidrolik pada mesin press untuk membuat *cup* selongsong peluru kaliber 20 mm.

3.2.3 Penentuan Komponen Hidrolik

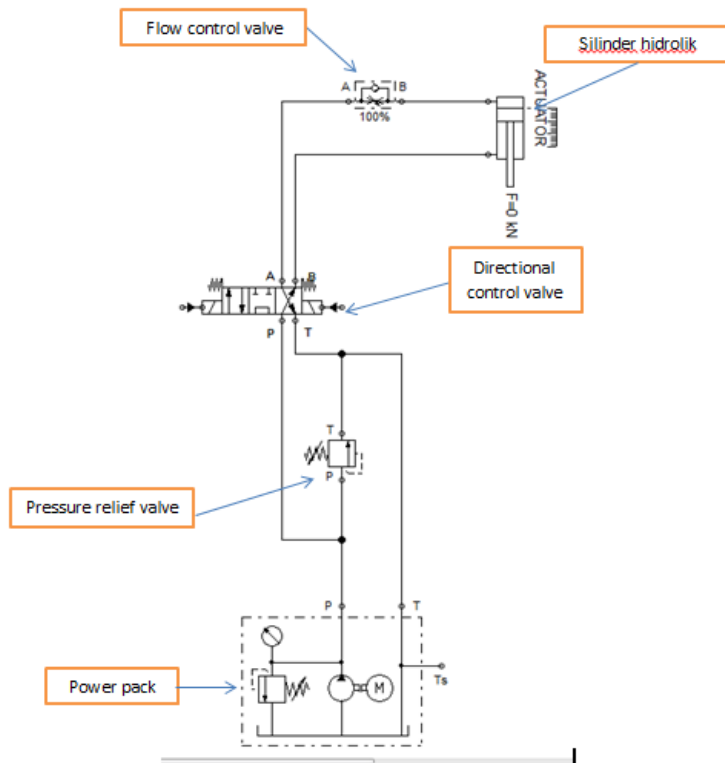
Menentukan komponen yang digunakan pada mesin hidrolik pembuat cup selongsong peluru agar sesuai dengan kebutuhan untuk sistem hidrolik.

Komponen Hidrolik:

1. Hidrolik Power Pack
2. Cylinder Double Acting
3. Pressure Relief Valve
4. Directional Control Valve
5. Flow Control Valve
6. Elbow 90⁰
7. Hose

3.2.4 Perancangan Sirkuit Hidrolik

Merancang sirkuit hidrolik dengan menggunakan software FluidSIM dengan tujuan mengetahui alur sistem hidrolik.



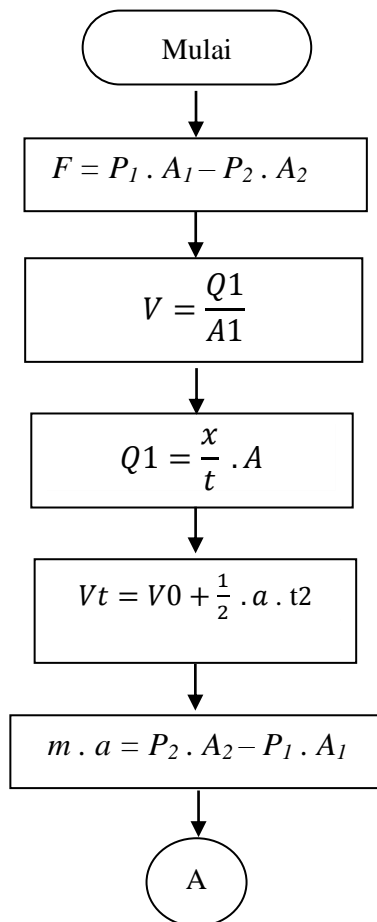
Gambar 3.2 Rangkaian Sirkuit Hidrolik Pada Mesin Press Selongsong Peluru.

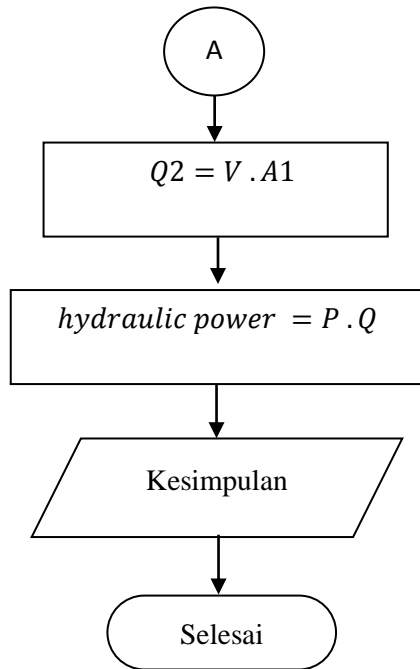
Cara kerja dari sistem hidrolik ini adalah ketika hydraulic power pack bekerja maka pompa akan membawa minyak pelumas melewati pipa ke shut-off valve, lalu aliran minyak pelumas akan menuju pressure relief valve untuk menentukan tekanan yang dibutuhkan piston untuk bergerak, apabila terdapat kelebihan tekanan maka akan dikembalikan ke tangki.

Selain itu aliran akan melewati one way flow control untuk menentukan berapa jumlah aliran yang dibutuhkan sebelum

ke 4/3 way control. Di dalam 4/3 way control, ketika tuas digerakkan ke kiri maka aliran akan diteruskan ke piston dan piston akan bergerak maju, apabila tuas digerakkan ke kanan maka aliran akan menuju piston dan piston akan bergerak mundur. Di dalam 4/3 way control ini juga mengatur aliran yang dibuang ketika piston bergerak maju atau mundur.

3.2.5 Perhitungan Sistem Hidrolik





Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Silinder Hidrolik

Keterangan:

F = Gaya piston pada mesin press (KN)

P = Tekanan piston (bar)

A = Luas penampang silinder hidrolik (m^2)

V = Kecepatan gerak piston (m/s)

Q = Kapasitas aliran fluida (m^3/s)

x = panjang langkah piston dari keadaan diam sampai bergerak turun (m)

t = waktu yang di butuhkan piston untuk bergerak dari keadaan diam (sekon)

a = Percepatan (m/s^2)

m = Massa punch, dicari dengan menggunakan *software PAM-STAMP 2G v2011* (kg)

Adapun tahap-tahap perhitungan antara lain:

1. Mengumpulkan data-data awal untuk kemudian dilakukan perhitungan seperti diameter piston, gaya piston, kecepatan silinder, luas penampang silinder.

2. Menghitung tekanan awal pada silinder hidrolik

$$F = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2$$

3. Menghitung kapasitas aliran piston saat bergerak turun

$$V = \frac{Q1}{A1}$$

4. Menghitung waktu (t) saat piston bergerak turun

$$Q1 = \frac{x}{t} \cdot A$$

5. Menghitung besar tekanan saat piston bergerak naik

$$m \cdot a = P_2 \cdot A_2 - P_1 \cdot A_1$$

6. Menghitung kapasitas aliran saat piston bergerak naik

$$Q2 = V \cdot A1$$

7. Menghitung daya pompa untuk menentukan daya maksimum yang diperlukan pompa saat bekerja pada silinder

$$hydraulic\ power = P \cdot Q$$

8. Melakukan analisa perhitungan, simulasi perhitungan ke software Festo Fluidsim, lalu menarik kesimpulan.

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dijelaskan tentang pemilihan komponen hidrolik dan perhitungan sistem hidrolik, sehingga didapatkan kebutuhan daya pompa yang diperlukan oleh mesin press pembuatan *cup* selongsong peluru kaliber 20 mm.

4.1 Kebutuhan Pembuatan Cup Selongsong Peluru Kaliber 20 mm

4.1.1 Selongsong Peluru

Berikut merupakan list kebutuhan untuk membuat cup selongsong peluru yang ditunjukkan pada tabel 4.1

Tabel 4.1 Kebutuhan Selongsong Peluru

Diameter dalam cup	32 mm
Diameter luar cup	40 mm
Tinggi cup	27 mm
Material cup	<i>Brass</i> (kuningan)

4.1.2 Syarat Pembuatan Selongsong Peluru

Berikut merupakan syarat pembuatan cup selongsong peluru kaliber 20 mm yang ditunjukkan pada tabel 4.2

Tabel 4.2 Syarat Pembuatan Cup Selongsong Peluru Kaliber 20 mm

Velocity	0,279 m/s
Pressure	150 bar
Fdraw	146,6 kN
Kapasitas Aliran	$3,42 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

4.2 Pemilihan Komponen

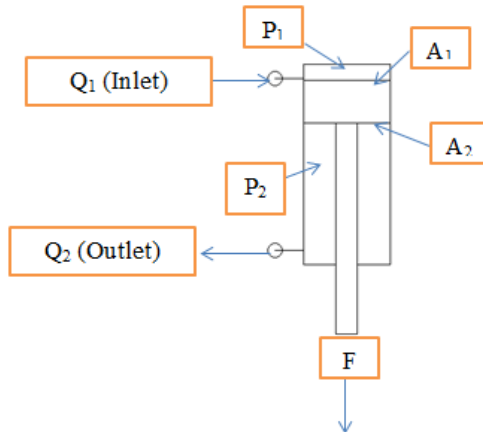
Untuk merancang sebuah sistem hidrolik diperlukan komponen-komponen hidrolik untuk meneruskan gaya yang diberikan oleh pompa.

Pada perencanaan ini membutuhkan komponen-komponen sebagai berikut:

1. *Hidrolik power pack*
Hidrolik *power pack* sebagai pembangkit tenaga.
2. *Cylinder double acting*
Cylinder double acting dipilih karena pada actuator dibebani oleh ram dan punch, sehingga untuk gerakan kembali (*retract*) diperlukan gaya yang cukup, hal ini tidak dapat dilakukan apabila menggunakan single acting silinder yang menggunakan pegas untuk mekanisme gerak kembali (*retract*).
3. *Pressure gauge*
Komponen ini berfungsi untuk mengukur tekanan *fluida*. Alat ini digunakan untuk memonitoring dan keamanan.
4. *Pressure relief valve*
Berfungsi sebagai pembatas tekanan dan kelebihan minyak pelumas yang nantinya akan dikembalikan lagi ke tangki.
5. *4/3 way valve*
Katup ini dirancang untuk menggerakkan piston maju, mundur dan diam.
6. *One way flow control valve*
Berfungsi sebagai pengontrol aliran dan pengaman agar tidak ada minyak pelumas berlawanan arah.
7. Pipa
Menggunakan pipa berbahan dasar karet.
8. *Elbow 90°*
Digunakan untuk belokan pipa.

4.3 Perencanaan dan Perhitungan Sistem Hidrolik (Alternatif Perhitungan I)

4.3.1 Tekanan Silinder Hidrolik Pada Piston



Gambar 4.1 Parameter pada Silinder Hidrolik (Q_1 Inlet)

Tabel 4.1 menunjukkan tekanan *piston* dengan diketahui tekanan piston (P_1) sebesar 150 bar, diameter *piston* 125 mm, diameter rod *piston* 50 mm, data referensi nilai F sebesar 146,6 KN (Idiar, 2016)

$$F = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2$$

Tabel 4.3 Katalog jenis piston tentang permissible stroke length

Piston Ø in mm	Piston rod Ø in mm					Available max- imum stroke length in mm (standard ver- sion)
		Operating pressure in bar				
		75	100	150	210	
		Permissible max. stroke in mm				
40	16	195	155	105	70	1000
	18	285	230	170	130	
	25	620	520	405	325	
50	22	340	280	205	155	1200
	25	465	385	290	225	
	36	1090	925	730	600	
63	25	330	265	225	140	1400
	28	460	380	285	220	
	36	820	690	535	430	
	45	1365	1165	920	755	
80	36	615	510	390	305	1700
	45	1025	860	670	540	
	56	1670	1425	1130	925	
100	45	775	645	495	390	2000
	50	975	820	630	500	
	70	2000	1800	1430	1180	
125	50	735	610	455	350	2300
	56	990	830	640	510	
	63	1270	1070	830	665	

Didapatkan:

$$\begin{aligned}
 146,603 \text{ N} &= 15.000.000 \text{ N/m}^2 \cdot \frac{\pi}{4} (0,125)^2 \text{ m}^2 \\
 &\quad - P_2 \cdot \frac{\pi}{4} (0,125 - 0,050)^2 \text{ m}^2 \\
 P_2 &= 665846 \text{ N/m}^2 \\
 P_2 &= 6,65 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

4.3.1.1 Kapasitas Aliran Piston

Menentukan Kapasitas Aliran *Fluida* saat *piston* bergerak turun dengan diameter *piston* 125 mm

$$V = \frac{Q1}{A1}$$

Kecepatan gerak *piston* dibutuhkan sebesar $v = 0,279 \text{ m/s}$, dengan material benda uji yang di gunakan yaitu brass.

Sehingga didapatkan perhitungan:

$$0,279 \text{ m/s} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(0,125)^2 \text{ m}^2}$$

Didapatkan:

$$Q1 = 0,279 \text{ m/s} \cdot \frac{\pi}{4}(0,125)^2 \text{ m}^2$$

$$Q1 = 3,42 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

4.3.1.2 Perhitungan Waktu Piston Rod Satu Siklus

Untuk mencari satu siklus yaitu gerakan piston pada saat sebelum bergerak, benda kerja diletakkan pada dies set, piston bergerak *extend* untuk menekan benda kerja sehingga membentuk *cup* selongsong peluru, hingga pada saat piston bergerak *retract* diperlukan persamaan sebagai berikut:

$$\text{Perhitungan waktu: } V = \frac{x_1}{t}$$

Dimana: V = kecepatan (m/s)

x_1 = panjang langkah piston saat menekan benda kerja (mm)

t = waktu (detik)

Dalam proses pembentukan *cup* selongsong peluru, dimulai dari mencari panjang cup selongsong yang akan dibentuk, lalu lembaran material brass ditekan oleh punch sehingga membentuk *cup*.

$$\text{Perhitungan } X_{\text{Total}} = X_1 + X_2 + X_3$$

dimana: X_{total} = Panjang keseluruhan proses silinder membentuk *cup* (mm)

X_1 = Panjang silinder saat proses pembentukan *cup* (mm)

X_2 = Panjang silinder setelah proses pembentukan *cup* (mm)

X_2 = Jarak kelonggaran untuk pengambilan material *cup* (mm)

$$X_{\text{Total}} = X_1 + X_2 + X_3$$

$$X_{\text{Total}} = 27 \text{ mm} + 27 \text{ mm} + 10 \text{ mm}$$

$$X_{\text{Total}} = 64 \text{ mm}$$

Sehingga perhitungan waktu saat silinder bergerak maju:

$$V = \frac{x_1}{t}$$

$$0,279 \text{ m/s} = \frac{64 \text{ mm}}{t}$$

$$t_1 = 2,29 \text{ detik}$$

Perhitungan waktu saat silinder melakukan gerak balik (*retract*)

$$V = \frac{x_1}{t}$$

$$1 \text{ m/s} = \frac{64 \text{ mm}}{t}$$

$$t = \frac{0,064}{1}$$

$$t = 0,064 \text{ detik}$$

Perhitungan waktu siklus: $t_{\text{siklus}} = t_1 + t_2 + t_3$

dimana:

t_1 = waktu pada saat piston bergerak extend

t_2 = waktu menempatkan benda kerja

t_3 = waktu untuk mengambil benda kerja

(Fahmi, 2016)

t_4 = waktu yang diperlukan untuk gerak balik (*retract*)

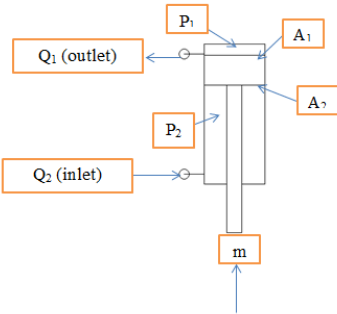
$$t_{\text{siklus}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$$

$$t_{siklus} = 2,29 \text{ detik} + 1 \text{ detik} + 1 \text{ detik} + 0,064 \text{ detik}$$

$$t_{siklus} = 4,35 \text{ detik}$$

Jadi waktu yang dibutuhkan piston rod untuk pembentukan material lembaran brass menjadi sebuah cup selama satu siklus yaitu 4,35 detik.

4.3.2 Tekanan Hidrolik Pada saat Piston Bergerak Naik



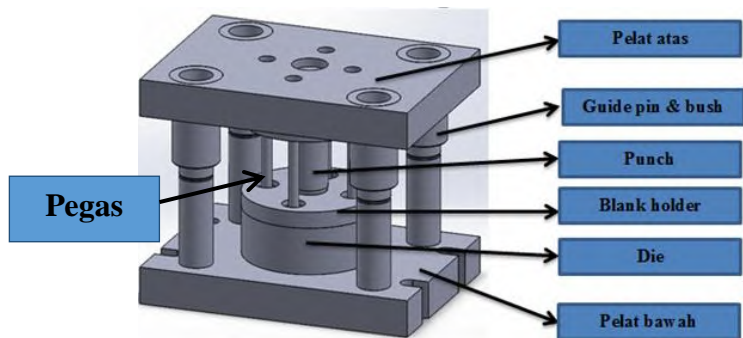
Gambar 4.2 Parameter pada Silinder Hidrolik (Q_2 Inlet)

Gambar 4.2 menunjukkan Q_2 sebagai input masuknya *fluida* sehingga menyebabkan batang *piston* bergerak menuju ke atas dengan diketahui *diameter piston* sebesar 125 mm dan berat *punch* sebesar 0,842 kg seperti ditunjukkan pada tabel 4.3

Tabel 4.4 Berat tiap komponen penyusun die set

Nama Komponen	Berat (kg)	Jumlah (buah)	Berat Total (kg)
Pelat atas	10,812	1	10,812
Pegas	0,015	4	0,06
Blank Holder	1,062	1	1,062

Poros Pegas	0,081	4	0,324
Punch	0,842	1	0,842
Bush Pengarah	0,204	4	0,816
Total			13,916



Gambar 4.3 Komponen penyusun die set

Setelah diketahui *massa punch*, lalu mencari besarnya P_2 pada saat *piston* bergerak naik

$$F = P_2 \cdot A_2 - P_1 \cdot A_1$$

$$m \cdot a = P_2 \cdot A_2 - P_1 \cdot A_1$$

nilai percepatan (a) didapatkan dari persamaan

$$Vt = V0 + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

$$0,279 \text{ m/s} = 0 + \frac{1}{2} \cdot a \cdot (1,63)^2$$

$$a = 0,21 \text{ m/s}^2$$

Didapatkan:

$$m \cdot a = P2 \cdot \frac{\pi}{4} (0,125 - 0,050)^2 \text{ m}^2 - 15.000.000 \text{ N/m}^2 \cdot \frac{\pi}{4} (0,125)^2 \text{ m}^2$$

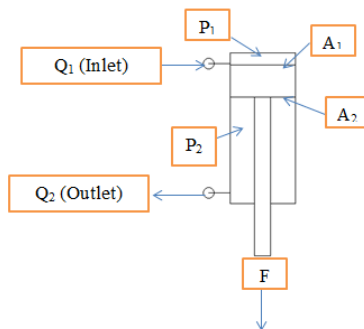
$$0,842 \text{ kg} \cdot 0,21 \text{ m/s}^2 = P2 \cdot 0,0113 \text{ m}^2 - 15.000.000 \text{ N/m}^2 \cdot 0,0122 \text{ m}^2$$

$$P2 = 1628 \text{ N/m}^2$$

$$P2 = 1,62 \text{ bar}$$

4.4 Perencanaan dan Perhitungan Sistem Hidrolik (Alternatif Perhitungan II)

4.4.1 Tekanan Saat Piston Bergerak Turun (*Extend*)



Gambar 4.4 Parameter pada Silinder Hidrolik (Q_1 Inlet)

Gambar 4.4 menunjukkan tekanan *piston* dengan diketahui diameter *piston* 125 mm, diameter rod piston 56 mm, data referensi nilai F sebesar 146,6 KN (Idiar, 2016)

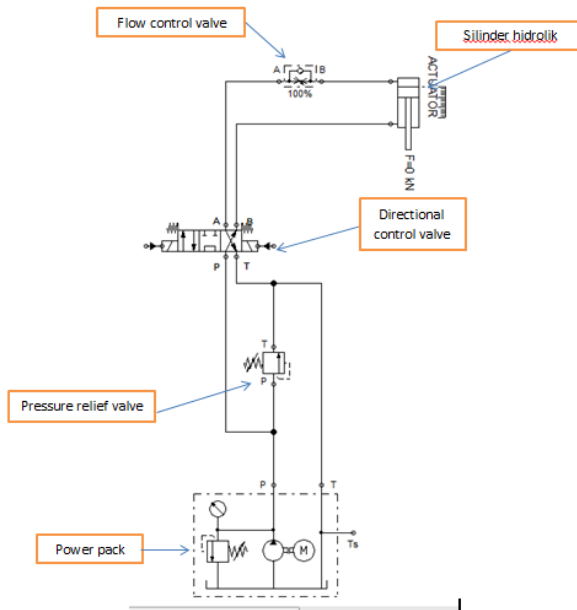
$$F = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2$$

Didapatkan:

$$\begin{aligned} 146.603 \text{ N} &= 15.000.000 \text{ N/m}^2 \cdot \frac{\pi}{4} (0,125)^2 \text{ m}^2 \\ &\quad - P_2 \cdot \frac{\pi}{4} (0,125 - 0,056)^2 \text{ m}^2 \\ P_2 &= 13,9 \text{ bar} \end{aligned}$$

4.5 Perancangan Sirkuit Hidrolik

Skema sistem hidrolik akan dibuat pada tahap ini agar dapat menggerakkan dan memberikan gaya pada *punch stroke*. Pada gambar 4.6, skema dari sirkuit hidrolik yang dirancang dan komponen-komponen yang dibutuhkan pada sirkuit hidrolik bisa dilihat.



Gambar 4.5 Skema sirkuit hidrolik *punch stroke*

Gambar 4.6 terdapat sebuah silinder hidrolik yang digunakan untuk mentransmisikan tenaga hidrolik menjadi tenaga mekanik, sebuah *pressure relief valve* untuk memberikan gaya *holding* ke bawah pada proses *deep drawing*. Pada sistem tersebut terdapat sebuah *check valve* yang berfungsi menciptakan aliran satu arah pada sistem, *flow control valve* berfungsi untuk mengatur *flow rate* yang keluar dari sisi *full bore end* pada silinder, sedangkan *directional control valve* berfungsi untuk mengatur arah aliran fluida menuju silinder atau menuju tanki. *Power pack* berfungsi untuk menghasilkan tekanan, *flow rate* dan tempat kembalinya fluida.

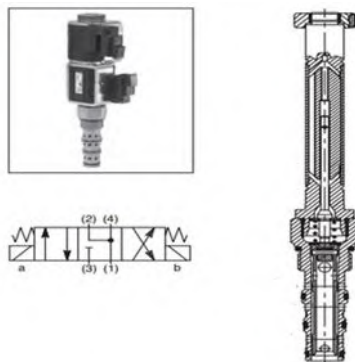
4.5.1 Pemilihan Valve

Dalam pemilihan *valve*, tekanan dan *flow rate* maksimum dari *valve* yang dipilih harus lebih besar daripada tekanan dan *flow rate* maksimum dari sistem yang dirancang yaitu sebesar 150 bar dan 20,4 liter/min. Hal ini bertujuan agar sistem dapat berjalan dengan aman.

4.5.1.1 Pemilihan *Directional Control Valve*

Directional control valve digunakan untuk mengatur arah aliran fluida di dalam sistem. Pada pemilihan *directional control valve*, *valve* yang sesuai dengan perancangan sistem hidrolik adalah katup 4/3, *floating center spool valve* yang digerakkan oleh solenoid karena mampu mengatur aliran fluida sesuai dengan kebutuhan.

Gambar produk dan simbol dari *directional control valve* yang akan digunakan dapat dilihat pada gambar 4.7.



Gambar 4.6 *Directional control valve* beserta simbol *Directional control valve* pada software Fluidsim.

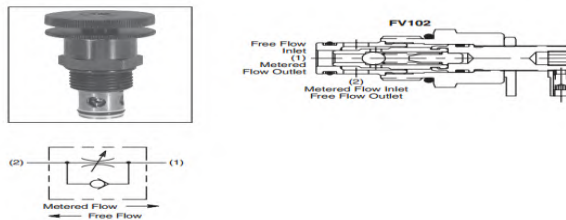
Dari catalog *directional control valve* pada lampiran didapatkan:

- tekanan maksimum pada *inlet port* = 350 bar

- *flow rate* maksimum = 42 liter / min

4.5.1.2 Pemilihan *Flow Control Valve*

Pada sistem hidrolik ini, *flow control valve* digunakan untuk mengatur *flow rate* yang keluar dari sisi *full bore end*. Gambar 4.8 menunjukkan gambar *flow control valve* beserta simbolnya.



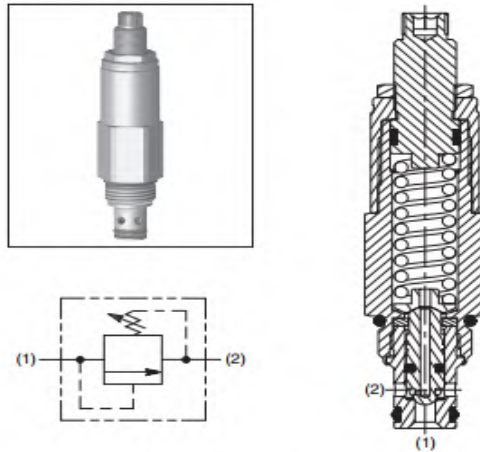
Gambar 4.7 *Flow control valve* beserta simbol *Flow control valve* pada software Fluidsim.

Dari catalog *flow control valve* pada lampiran didapatkan:

- tekanan maksimum pada *inlet port* = 210 bar
- *flow rate* maksimum = 23 liter / min

4.5.1.3 Pemilihan *Pressure Relief Valve*

Pada sistem ini, *pressure relief valve* digunakan untuk memberikan *back pressure* pada silinder sisi *full bore end*. Pada pemilihan *pressure relief valve*, tipe yang sesuai dalam perancangan adalah *Direct Acting Poppet-Type Relief Valve*. Gambar produk dan simbol dari *pressure relief valve* yang akan digunakan dapat dilihat pada gambar 4.9.



Gambar 4.8 *Pressure relief valve* beserta *symbol*

Pressure relief valve pada software Fluidsim.

Dari catalog *pressure relief valve* pada lampiran didapatkan:

- tekanan maksimum pada *inlet port* = 380 bar
- *flow rate* maksimum = 30 liter / min

4.5.2 Pemilihan *Power Pack*

Pada perancangan sistem hidrolik ini, *power pack* berfungsi sebagai sumber tenaga. *Power pack* terdiri atas motor, pompa dan tanki. Pada pemilihan *power pack*, *power pack* harus mampu menghasilkan tekanan dan *flow rate* yang lebih besar daripada tekanan dan *flow rate* pada sistem. Dalam pemilihan *power pack*, ukuran dari tanki *power pack* perlu juga diperhitungkan. Ukuran tanki dapat dihitung dengan persamaan 2.18 :

$$\text{Ukuran tanki} = (3 \text{ s/d } 5) \cdot Q_{\text{delivery}}$$

dimana: $Q_{delivery} = 20,4 \text{ liter/min}$

Sehingga ukuran tanki adalah sebesar 61,2 sampai dengan 102 liter/min. Tabel 4.4 menunjukkan spesifikasi *power pack* berdasarkan katalog.

Tabel 4.5 Katalog spesifikasi *power pack*

Pump Model No.	Tank Size Liters (Gallon)	Pump Flow LPM (GPM) @ 1725 RPM	Electrical Motors KW (HP)	Maximum* Bar (PSI)
D-Paks	18.9 (5)	3.4 - 10.2 (0.9 - 2.7)	0.37 (0.5) - 2.24 (3)	207 (3000)
H-Paks	37.9 (10), 75.7 (20), 113.6 (30), 151.4 (40)	3.4 - 36.3 (0.9- 9.6)	0.37 (0.5) - 14.9 (20)	207 (3000)
V-Paks	37.9 (10), 75.7 (20), 113.6 (30), 151.4 (40)	7.6 - 59.1 (2.0 - 15.6)	1.5 (2) - 14.9 (20)	207 (3000)
V8	302.8 (80)	41.6 - 136.7 (11.0 - 36.1)	5.6 - 30 (7 1/2 - 40)	207 (3000)

Dari catalog pada tabel 4.4 didapatkan *power pack* yang sesuai yaitu tipe H-paks dengan spesifikasi sebagai berikut:

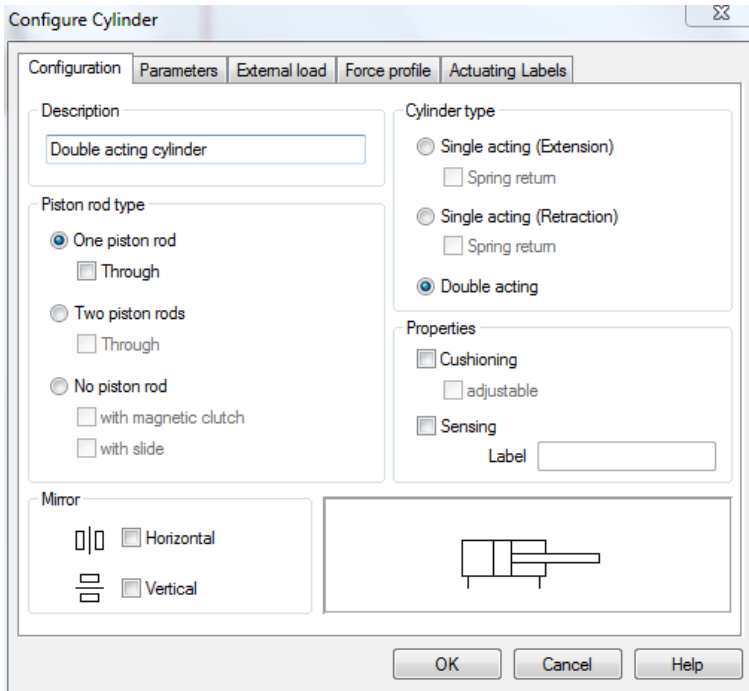
- tekanan maksimum pada *inlet port* = 207 bar
- *flow rate* maksimum = 36,3 liter / min
- ukuran tanki = 113,6 liter
-

4.6 Simulasi Perancangan Sistem Hidrolik *Punch Stroke*

Setelah melakukan pemilihan komponen, langkah selanjutnya yang dilakukan adalah simulasi perancangan sistem hidrolik *Punch Stroke*, antara lain:

4.6.1 Setting Parameter

Sebelum melakukan simulasi, setting parameter-parameter pada software FLUIDSIM terlebih dahulu dilakukan. Gambar 4.10 menunjukkan setting konfigurasi pada silinder. Tipe dari piston *rod* adalah one piston *rod* dan tipe silinder yang digunakan adalah tipe *double acting* silinder.



Gambar 4.9 Setting konfigurasi pada silinder

Gambar 4.11 menunjukkan setting parameter pada silinder. Dapat dilihat maksimum stroke pada silinder adalah sepanjang 64 mm, posisi piston mula-mula berada pada 64 mm dari dasar piston. Diameter piston sebesar 125 mm, diameter piston *rod* sebesar 50 mm.

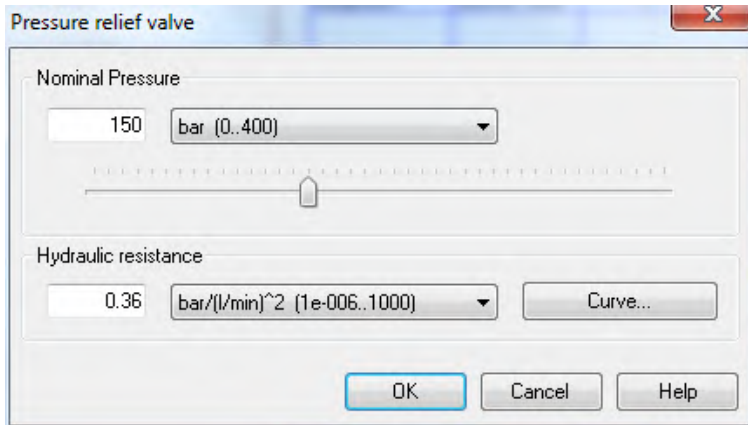
The image shows a software window titled "Configure Cylinder" with a close button (X) in the top right corner. The window has five tabs: "Configuration", "Parameters", "External load", "Force profile", and "Actuating Labels". The "Parameters" tab is currently selected. Inside this tab, there are several input fields and dropdown menus for configuring a cylinder. The parameters are as follows:

Parameter	Value	Unit/Range
max. Stroke	64	mm (1..5000)
Piston Position	64	mm (0..5000)
Piston diameter	125	mm (1..1000)
Piston rod diameter	50	mm (0..1000)
Mounting angle	0	Angular degrees (Deg) (0..360)
Internal leakage	0	l/(min*bar) (0..10)
Calculated parameters		
Piston Area	122.72	qcm
Ring Area	103.08	qcm
Display Quantity		
<input checked="" type="checkbox"/> Velocity [m/s] <input checked="" type="checkbox"/> Force [N]		

At the bottom of the window, there are three buttons: "OK", "Cancel", and "Help".

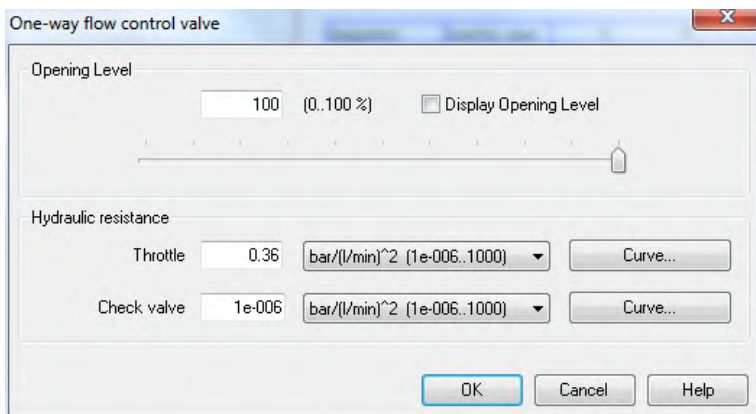
Gambar 4.10 Setting parameter pada silinder

Gambar 4.12 menunjukkan setting parameter pada *pressure relief valve*. Nominal *pressure* di *setting* pada 150 bar dan *hydraulic resistance* sebesar $0,36 \text{ bar}/(\text{liter}/\text{menit})^2$



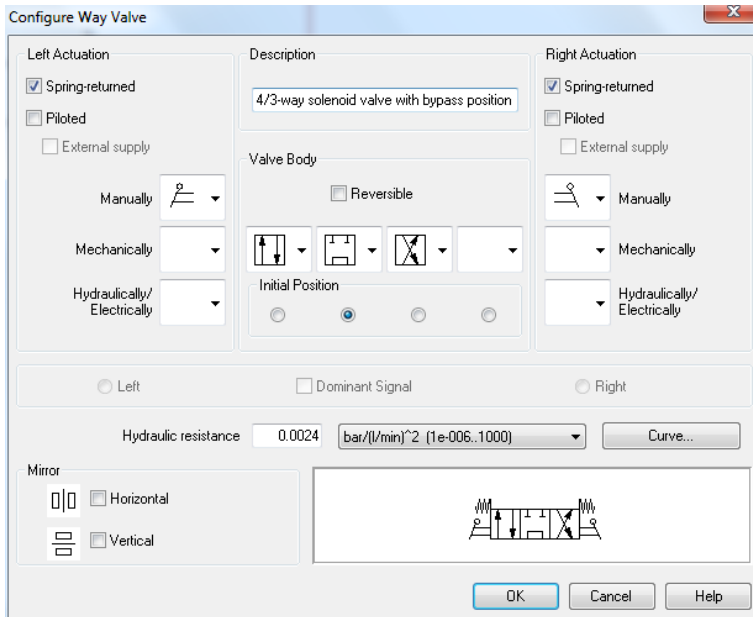
Gambar 4.11 Setting parameter pada *pressure relief valve*

Gambar 4.13 menunjukkan setting parameter *one-way flow control valve* dengan *hydraulic resistance* pada throttle di set 0,36 dan hydraulic resistance pada check valve di set 0,00041.



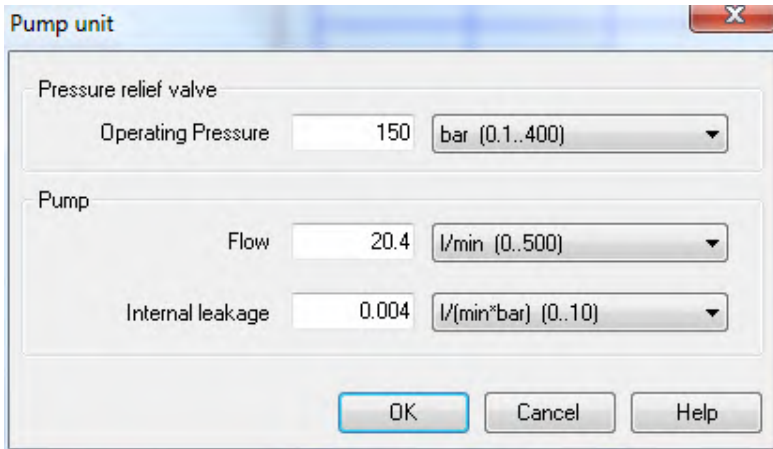
Gambar 4.12 Setting parameter pada *flow control valve*

Gambar 4.14 menunjukkan setting parameter pada *directional control valve*. *Hydraulic resistance* di set sebesar 0,0024 sesuai dengan katalog *directional control valve*.



Gambar 4.13 Setting parameter pada *directional control valve*

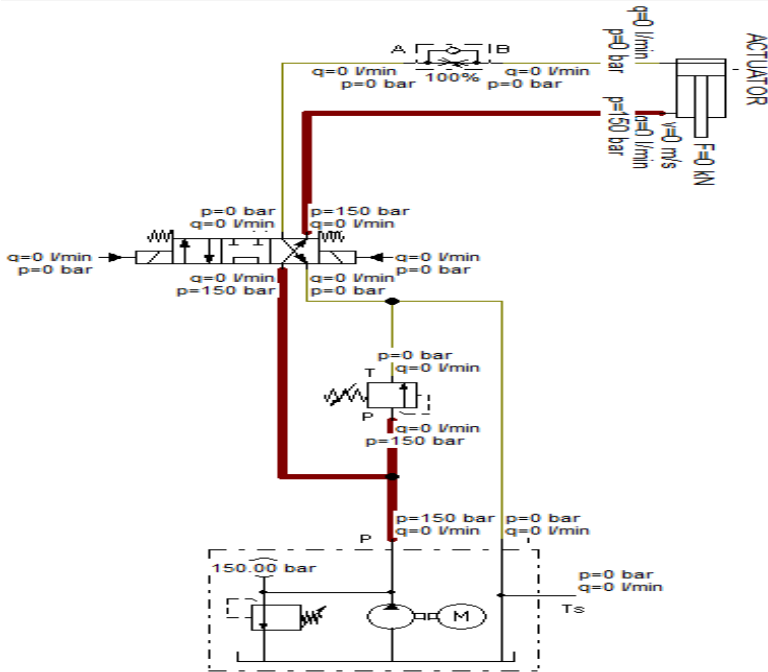
Gambar 4.15 menunjukkan setting parameter pada *power pack*. Operating pressure pada *pressure relief valve* di set sebesar 150 bar, *flow* pada *pump* sebesar 20,4 liter/min dan *internal leakage* yang terjadi sebesar 0,004 liter/min.Mpa.



Gambar 4.14 Setting parameter pada *power pack*

4.6.2 Simulasi Silinder Saat *Retract*

Pada silinder terjadi gerakan *retract* akibat gaya dari dies yang lebih besar daripada gaya *blank holder*. Dari perhitungan didapatkan gaya dari dies sebesar 146,6 kN. Pada gambar 4.16 dapat dilihat hasil simulasi sistem hidrolik pada saat silinder *retract* dengan menggunakan software FLUIDSIM.

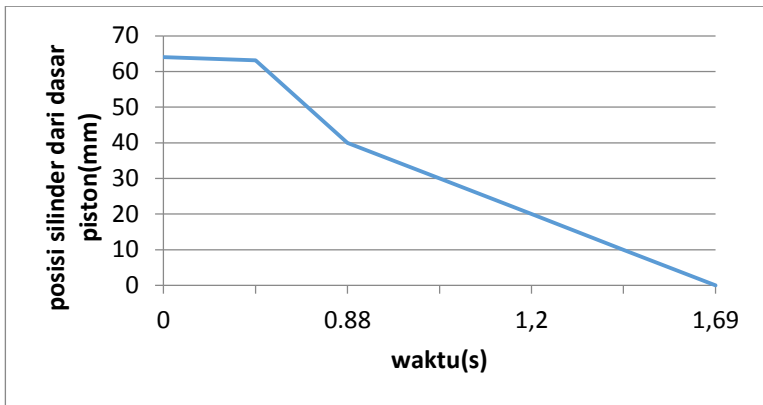


Gambar 4.15 Simulasi saat silinder bergerak *retract*

Pada gambar 4.16 dapat dilihat bahwa, fluida yang berada di bawah piston, mempunyai tekanan yang tinggi akibat dari gaya dies yang besar yaitu sebesar 150 bar. Fluida dapat melewati *directional control valve* karena tekanan fluida yang berada di *inlet port* (150 bar), sehingga fluida dapat mengalir melewati *directional control valve*.

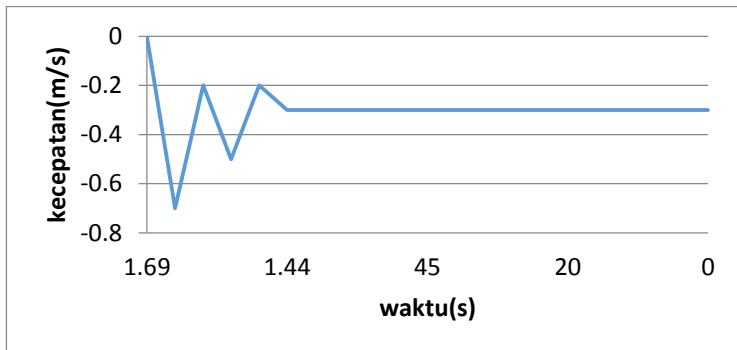
Pada *directional control valve*, fluida dikontrol arahnya menuju tanki, ada pula fluida yang menuju sisi piston *rod* namun fluida tersebut tidak bertekanan.

Setelah dilakukan simulasi sistem hidrolik pada saat gerakan *retract*, hasil dari simulasi di atas dapat ditunjukkan oleh sebuah grafik seperti ditunjukkan pada gambar 4.17 dan 4.18.



Gambar 4.16 Grafik posisi - waktu pada silinder saat *retract*

Pada gambar 4.17, grafik hubungan antara posisi silinder dari dasar piston dan waktu dapat dilihat. Grafik berbentuk linear dan posisi silinder dari dasar piston turun seiring bertambahnya waktu. Dari grafik di atas, waktu yang dibutuhkan silinder untuk bergerak dari posisi 64 mm ke posisi 0 mm dari dasar piston adalah selama 1.69 sekon.



Gambar 4.17 Grafik kecepatan – waktu saat silinder *retract*

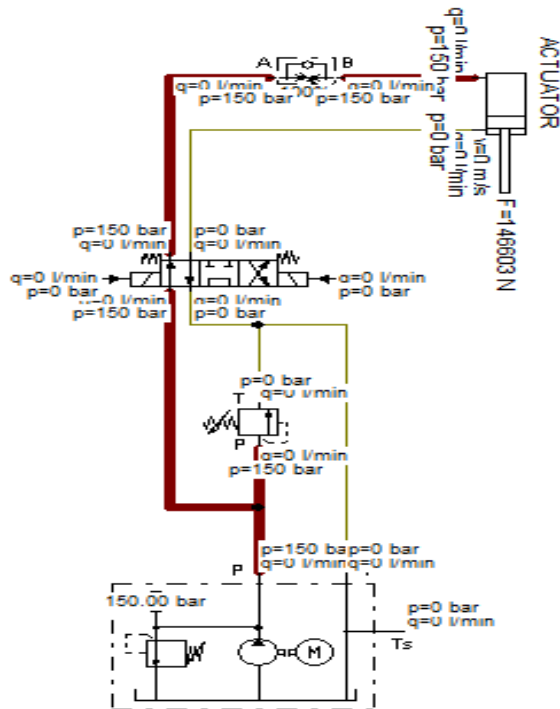
Pada gambar 4.18, grafik hubungan antara kecepatan dan waktu dapat dilihat. Grafik kecepatan silinder berfluktuasi pada awal sistem bekerja yaitu pada detik ke 0 - 1,44 detik karena pada saat ini sistem berada dalam tahap transisi menuju kestabilan. Setelah 1,44 sekon kecepatan silinder konstan, yaitu sebesar -0,3 m/s. Tanda minus (-) menunjukkan kecepatan saat silinder naik. Dari hasil grafik ini kecepatan silinder saat bergerak *retract* yaitu sebesar 0,3 m/s.

Setelah melakukan simulasi di atas berikut ini adalah parameter-parameter penting hasil simulasi saat silinder bergerak *retract*:

- Tekanan pada *pressure relief valve* di setting 150 bar untuk menghasilkan gaya ke atas pada silinder.
- *Flow control valve* di putar dari kondisi *fully closed* untuk menghasilkan kecepatan *retract* sebesar 0,3 m/s.

4.6.3 Simulasi Silinder Saat *Extend*

Silinder bergerak *extend* akibat tekanan fluida yang mengalir dari *power pack* menuju silinder. Pada saat silinder *extend*, silinder membawa gaya berat sebesar 14,6 kN. Pada gambar 4.19 dapat dilihat hasil simulasi sistem hidrolik pada saat silinder *extend* dengan menggunakan software FLUIDSIM.



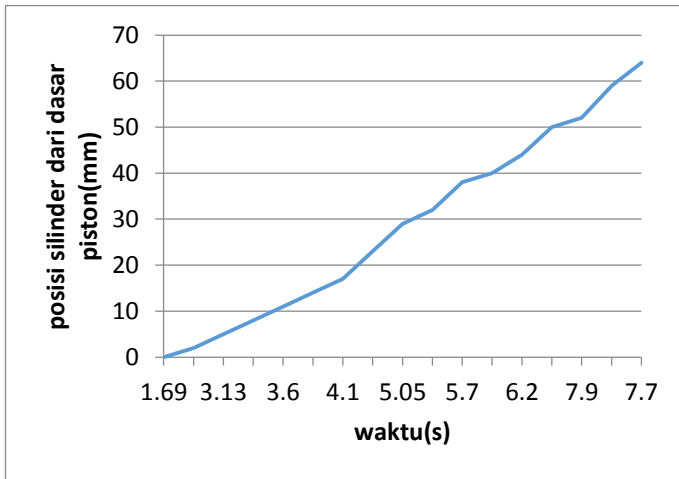
Gambar 4.18 Simulasi saat silinder bergerak *extend*

Pada gambar 4.19 dapat dilihat bahwa, mula-mula fluida bertekanan 150 bar dengan *flow rate* sebesar 20,4 liter/min mengalir dari *power pack* menuju *pressure relief valve*. Fluida tidak dapat melewati *pressure relief valve* karena arah aliran pada *pressure relief valve* tertutup untuk fluida yang menuju ke silinder.

Setelah melewati *pressure relief valve*, fluida mengalir dengan bebas melewati *directional control valve* dan *one way flow control valve* menuju silinder hidrolik yang nantinya fluida bertekanan mendorong piston hidrolik menuju ke bawah (*extend*).

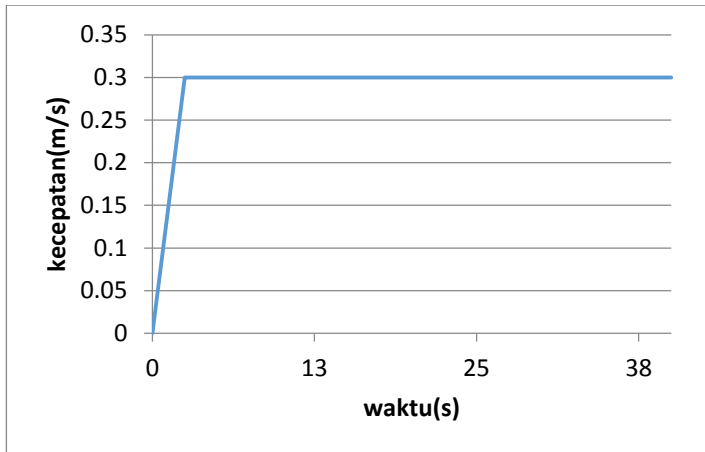
Setelah keluar dari silinder, fluida mengalir melewati *directional control valve* dan menuju ke tanki.

Setelah dilakukan simulasi sistem hidrolik pada saat gerakan *extend*, hasil dari simulasi di atas dapat ditunjukkan oleh sebuah grafik seperti ditunjukkan pada gambar 4.20 dan 4.21.



Gambar 4.19 Grafik posisi - waktu pada silinder saat *extend*

Grafik hubungan antara posisi silinder dari dasar piston dan waktu dapat dilihat pada gambar 4.20. Grafik berbentuk linear dan posisi silinder dari dasar piston naik seiring bertambahnya waktu. Dari grafik di atas diketahui, waktu yang diperlukan silinder untuk bergerak dari posisi 0 mm ke posisi 64 mm dari dasar piston dengan menekan beban sebesar 14,6 kN adalah selama 7,7 sekon.



Gambar 4.20 Grafik kecepatan - waktu saat silinder *extend*

Grafik hubungan antara kecepatan dan waktu dapat dilihat pada gambar 4.21. Kecepatan silinder mula-mula adalah sebesar 0 m/s, kemudian kecepatan silinder naik sebesar 0,3 m/s pada detik ke 3 akibat adanya percepatan sesaat. Setelah itu grafik kecepatan konstan selama proses *extend*. Dari hasil grafik ini kecepatan silinder saat bergerak *extend* yaitu sebesar 0,3 m/s.

Setelah melakukan simulasi di atas, berikut ini adalah parameter-parameter penting hasil simulasi saat silinder bergerak *extend*:

- Tekanan pada *power pack* di setting 150 bar untuk dapat menggerakkan silinder *extend* dengan berat beban 14,6 kN.
- *Flow rate* pada *power pack* di setting 20,4 liter/min untuk dapat menggerakkan silinder *extend* dengan kecepatan 0,3 m/s.

4.7 Perbandingan Hasil Perhitungan dan Hasil Simulasi

Berikut merupakan tabel hasil perbandingan antara perhitungan manual dan hasil simulasi perancangan sistem hidrolik *punch stroke* untuk mesin *press* pembuatan *cup* selongsong peluru kaliber 20 mm yang akan di tampilkan pada tabel 4.5

Tabel 4.6 Perbandingan hasil perhitungan dan hasil simulasi dengan menggunakan software Fluidsim

NO	Materi perhitungan	Perhitungan Manual	Perhitungan Software
1	Time	5,29 sekon	7,7 sekon
2	Velocity	0,279 m/s ²	0,3 m/s ²

Pada tabel 4.5 terdapat perbedaan hasil untuk waktu dan kecepatan yang sangat signifikan, hal ini dikarenakan pada simulasi terdapat beberapa parameter angka yang terisi secara otomatis pada kolom setting parameter *double acting cylinder*, *flow control valve*, dan *directional control valve*, namun hal ini tidak terdapat pada perhitungan secara manual, sehingga hasil yang di dapatkan berbeda.

4.8 Perhitungan *Pressure Drop*, Daya Pompa, dan Daya Motor

4.8.1 Perhitungan *Pressure Drop* Pompa

Pressure drop merupakan kehilangan tekanan yang terjadi pada sepanjang aliran, dipengaruhi oleh gesekan antara pipa dan minyak pelumas (minyak pelumas SAE 10) [14]. Dengan persamaan [2.16] didapatkan perhitungan Reynold Number seperti dibawah ini.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_{hose}}{\mu}$$

$$Re = \frac{865 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,279 \frac{m}{s} \cdot 0,02 m}{0,2 \frac{N \cdot s}{m^2}}$$

$$Re = 0,73$$

Untuk $Re < 2300$ maka aliran didalam pipa adalah *laminar*

Pressure Drop:

$$Pa - Pb = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

$$Pa - 15.000.000 \frac{N}{m^2} = 0,73 \cdot \frac{2 m}{0,02 m} \cdot \frac{(0,279)^2 m/s}{2 \cdot 9,81 m/s^2}$$

$$Pa - 15.000.000 \frac{N}{m^2} = 0,2899$$

$$Pa = 15.000.000,3 \frac{N}{m^2}$$

Pressure drop yang terjadi sepanjang aliran pipa adalah sebesar $0,3 \frac{N}{m^2}$

4.8.2 Perhitungan Daya Pompa

Setelah di dapatkan tekanan pada saat sebelum masuk piston maka daya pompa dan daya motor dapat dicari dengan menggunakan persamaan [15]:

$$hydraulic\ power = P \cdot Q$$

$$HP = 150 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \cdot 3,42 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$HP = 3130 \text{ N.m/s (W)}$$

$$HP = 3,13 \text{ KW}$$

Daya Shaft (daya teoritis pompa)

$$\eta = \frac{P \cdot Q}{HP_{shaft}}$$

Dimana nilai efisiensi di dapat dari *Premium Efficiency Motor and Pump Application Guide*, sehingga perhitungan menjadi:

$$HP_{shaft} = \frac{3,13 \text{ KW}}{80\%}$$

$$HP_{shaft} = 3,91 \text{ KW}$$

4.8.3 Daya Motor

Dengan asumsi bahwa efisiensi motor sebesar 80%, maka:

$$HP_{motor} = \frac{\text{Daya shaft}}{\eta}$$

Dimana nilai efisiensi di dapat dari katalog *Premium Efficiency Motor and Pump Application Guide*, sehingga perhitungan menjadi:

$$HP_{motor} = \frac{3,91 \text{ KW}}{80\%}$$

$$HP_{motor} = 4,89 \text{ KW}$$

Konversi ke Horse Power (Hp)

$$1Hp = 0,7457 \text{ KW}$$

Maka:

$$4,89 \text{ KW} = 6,55 \text{ Hp}$$

4.9 Kebutuhan Mesin

Untuk menggerakkan piston dengan tekanan yang dibutuhkan mesin press pembuatan selongsong peluru ini dibutuhkan daya motor sebesar 6,55 Hp atau bisa dibulatkan menjadi 7 Hp untuk menjaga kemanan.

4.10 Daftar dan Spesifikasi Komponen Sistem Hidrolik

Dari uraian di atas, maka dibuat suatu daftar komponen-komponen yang digunakan di dalam sistem hidrolik beserta spesifikasi dan jumlahnya. Tabel 4.5 menunjukkan komponen, spesifikasi dan jumlah komponen-komponen yang digunakan dalam merancang sistem hidrolik *punch stroke*.

Tabel 4.7 Daftar komponen sistem hidrolik

No	Nama Komponen	Spesifikasi	Jumlah
1	Silinder hidrolik series CD210 / CG210	Tipe <i>double acting cylinder</i> Diameter piston = 125 mm Diameter piston rod = 50 mm Panjang stroke = 455 mm Mounting <i>square flange</i> pada kepala silinder	1
2	<i>Directional control valve</i> series GS04 54D	P max = 350 bar Q max = 42 liter/min	1

3	<i>Flow control valve</i> series FV 102	P max = 210 bar Q max = 23 liter/min	1
4	<i>Pressure relief valve</i> series RDH082	P max 380 bar Q max = 30 liter/min	1
5	<i>Pump models</i> H-paks	P max = 207 bar Q max = 36,3 liter/min Ukuran tanki = 113,6 liter	1
6	<i>Electrical motors</i>	$HP_{motor} = 7 \text{ HP}$	1

Lampiran

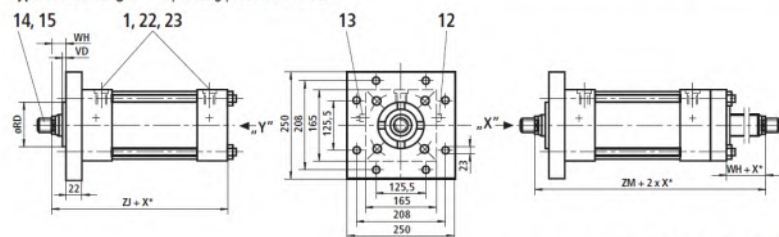
Lampiran A

Double Acting Cylinder

Piston Ø 125 (dimensions in mm)

For explanations of items, see page 7

Type of mounting H Operating pressure 210 bar



Stroke_{min} = 70 mm with thread version "E"
(only for double-rod cylinder)

Piston rod Ø	ØRD f7	VD	WH	XC	XN	ZF	ZJ	ZM	B3	SW1	Cushioning lengths	
											piston side	piston rod side
50	66.6	6	28.5	266.5	329.5	231.5	209.5	266	14	46	33	35
56	70	7	28.5	266.5	329.5	231.5	209.5	266	14	46		
63	79.3	10	35	273	336	238	216	279	15	55		
90	108	10	35	273	336	238	216	279	15	75		

X* = stroke length

Lampiran B

Directional Control Valve

Catalog HY15-3502/US

Technical Information

Spool Type, 4-Way Valve
Series GS04 52D

CV

Data

Value

SH

State

Value

LM

Length

Value

FC

Flow

Value

PC

Pressure

Value

LE

Length

Value

SV

Standard

Value

PV

Pressure

Value

CE

Coil

Value

BC

Body

Value

TD

Technical

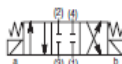
Data

General Description

4-Way, 3 Position, Closed Center Spool Valve.
For additional information see Technical Tips on pages SV1-SV6.

Features

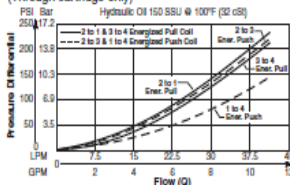
- Four way closed center valve designed to operate double acting cylinders and bi-directional motors, etc.
- One piece cartridge housing ensures internal concentricity
- Coil: Waterproof, hermetically sealed, requires no O'Rings; Symmetrical coil can be reversed without affecting performance.



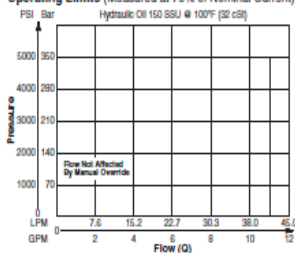
Specifications

Rated Flow (At 70 PSI ΔP)	42 LPM (11 GPM)
Maximum Inlet Pressure	350 Bar (5000 PSI)
Leakage at 150 SSU (32 cSt)	160 cc/min @ 210 Bar (3000 PSI)
Minimum Operating Voltage	85% of rated voltage at 20°C (72°F).
Response Time	Open 30-60 ms Close 20-40 ms
Cartridge Material	All parts steel. All operating parts hardened steel.
Operating Temp. Range/Seals	-40°C to +93.3°C (Nitrile) (-40°F to +200°F) -31.7°C to +121.1°C (Fluorocarbon) (-25°F to +250°F)
Fluid Compatibility/Viscosity	Mineral-based or synthetic with lubricating properties at viscosities of 45 to 2000 SSU (6 to 420 cSt)
Filtration	ISO Code 16/13, SAE Class 4 or better
Approx. Weight	.26 kg (.58 lbs.)
Cavity	C10-4 (See BC Section for more details)

Performance Curves

Pressure Drop vs. Flow Energized - GS045250ND
(Through cartridge only)

Operating Limits (Measured at 75% of Nominal Current)



Lampiran C

Pressure Relief Valve

Catalog HY15-3502/US

Technical Information

Direct Acting Relief Valve
Series RDH082

CV

Dash
Valves

SH

Dash
Valves

LM

Lambert
Drive

FC

Flow
Control

PC

Pressure
Control

LE

Leak
Elements

DC

Directional
Drive

MV

Manual
Valves

SV

Solenoid
Valves

PV

Hydraulic
Valves

CE

Cells

BC

Bore &
Cavities

TD

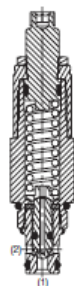
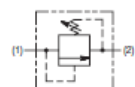
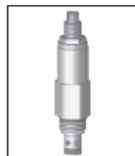
Technical
Data

General Description

Direct Acting Poppet-Type Relief Valve. For additional information see Technical Tips on pages PC1-PC6.

Features

- Hardened, precision ground parts for durability
- Fast response
- Spherical poppets for low leakage
- Internal mechanical stop limits poppet travel eliminating spring solidification
- All external parts have yellow zinc dichromate. This coating is ideal for salt spray applications.
- Polyurethane "O"-Ring eliminates backup rings and prevents hydrolysis



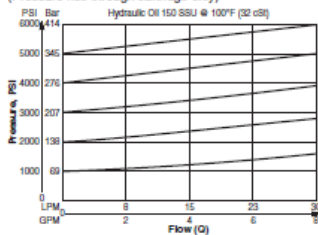
Specifications

Rated Flow	30 LPM (8 GPM)
Maximum Inlet Pressure	380 Bar (5500 PSI)
Maximum Pressure Setting	350 Bar (5000 PSI)
Reset Pressure	85% of crack pressure
Leakage at 150 SSU (32 cSt)	5 drops/min. (.33 cc/min.) @ 75% of crack pressure
Cartridge Material	All parts steel. All operating parts hardened steel.
Operating Temp. Range/Seals	-45°C to +93.3°C (*D*-Ring) (-50°F to +200°F) -31.7°C to +121.1°C (Fluorocarbon) (-25°F to +250°F)
Fluid Compatibility/Viscosity	Mineral-based or synthetic with lubricating properties at viscosities of 45 to 2000 SSU (6 to 420 cSt)
Filtration	ISO Code 16/13, SAE Class 4 or better
Approx. Weight	.18 kg (.40 lbs.)
Cavity	C08-2 (See BC Section for more details)
Form Tool	Rougher None Finisher NPT08-2F

Performance Curve

Flow vs. Inlet Pressure

(Pressure rise through cartridge only)



PC11

Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Cartridge Systems

Lampiran D

Power Pack

HY28-2661-CD/US

H-Paks Ordering Information

Hydraulic Power Units

H-Paks



Reservoir



Pressure Control



Pump Flow

No Motor
(See Note)

Electric Motor



Manifold

Code	Reservoir Size Gallons (Liters)
H1*	10 (37.9)
H2	20 (75.7)
H3	30 (113.6)
H4	40 (151.4)

*Available up to 7.5 KW (10 HP) motor only.

Code	Pressure Control*
Omit	System Pressure Relief Valve Only
B	System Pressure Relief Valve with Unloading Valve (2-Way 120VAC) N.O. (Energize coil to close)
J	System Pressure Relief Valve with Unloading Valve (2-Way 24VDC) N.O. (Energize coil to close)

Code	Pump Flow Used
0.9	331-9110-267
1.3	331-9110-011
1.8	331-9110-010
2.7	331-9110-101
3.2	334-9111-069
4.5	334-9111-068
5.1	334-9111-067
6.3	334-9111-048
8.1	334-9111-065
9.6	334-9111-049

Code	Electric Motor Description HP (KW) - RPM - Frame - Phase
U1*	5 (3.7) - 1725 - 56C - 1
T1	1 (0.75) - 1725 - 56C - 1
T3	1 (0.75) - 1725 - 56C - 3
G	2 (1.5) - 1725 - 56C - 3
K	3 (2.2) - 1725 - 56C - 3
L	5 (3.7) - 1725 - 184TC - 3
M	7.5 (5.6) - 1725 - 213TC - 3
N	10 (7.5) - 1725 - 215TC - 3
P†	15 (11.2) - 1725 - 254TC - 3
S†	20 (14.9) - 1725 - 256TC - 3

*U1 leadtime is 2 weeks

Single phase electric motors are rated as follows:
115/230V, 1PH, TEFC - 60 Hertz 1800 RPMThree phase electric motors are rated as follows:
208-230/460V, 3PH, TEFC - 60 Hertz 1800 RPM

Consult factory for other motor speeds (RPM) and voltages.

†Available with H2, H3 and H4 tanks only.

**Use W prefix when no motor is required on unit.
When ordering, W must be followed by motor model code equivalent to frame size of motor to be used.

Code	Porting Block/Subplate or Manifold Type	Supply/Return Port or Actuator Port Size	Other
O	Pressure and Return Port Block with Safety Relief Valve	P & T Ports SAE-10 Std. Third	Convertible to S3 Option

Lampiran E

Effisiensi Motor Listrik

APPENDIX B: MOTOR MINIMUM FULL-LOAD EFFICIENCY STANDARDS

Enclosure	Speed	hp	Voltage	Energy Efficient	Premium Efficiency
ODP	3,600	1	Low	--	75.5
ODP	3,600	1.5	Low	82.5	84.0
ODP	3,600	2	Low	84.0	85.5
ODP	3,600	3	Low	84.0	85.5
ODP	3,600	5	Low	85.5	86.5
ODP	3,600	7.5	Low	87.5	88.5
ODP	3,600	10	Low	88.5	89.5
ODP	3,600	15	Low	89.5	90.2
ODP	3,600	20	Low	90.2	91.0
ODP	3,600	25	Low	91.0	91.7
ODP	3,600	30	Low	91.0	91.7
ODP	3,600	40	Low	91.7	92.4
ODP	3,600	50	Low	92.4	93.0
ODP	3,600	60	Low	93.0	93.6
ODP	3,600	75	Low	93.0	93.6
ODP	3,600	100	Low	93.0	93.6
ODP	3,600	125	Low	93.6	94.1
ODP	3,600	150	Low	93.6	94.1
ODP	3,600	200	Low	94.5	95.0
ODP	3,600	250	Low	94.5	95.0

Notes:

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan perancangan sistem hidrolik *punch stroke* pada proses *deep drawing* untuk pembuatan *cup* selongsong peluru kaliber 20 mm, beberapa kesimpulan dapat ditarik sebagai berikut:

1. Pada perancangan sistem hidrolik *punch stroke*, didapatkan gaya sebesar 146,6 KN, dan kecepatan sebesar 0,03 m/s. Komponen yang digunakan adalah sebuah silinder hidrolik (*Double acting cylinder*), sebuah *pressure relief valve*, sebuah *flow control valve*, sebuah *directional control valve* dan sebuah *power pack*.
2. Berdasarkan hasil pengukuran *frame* mesin press dan kebutuhan langkah kerja *punch*, maka jarak *bed* terhadap *ram* adalah sebesar 540 mm, untuk itu diperlukan silinder hidrolik (*double acting cylinder*) dengan spesifikasi panjang stroke 560 mm, ditambahkan dengan nilai *Zj* pada katalog silinder hidrolik *Bosch Rexroth AG* sebesar 209,5 mm didapatkan panjang total stroke dan *actuator* sebesar 769,5 mm, diameter piston 125 mm, dan diameter piston rod 50 mm. Pada kedua sisi dalam *frame* terdapat *guide* sebagai slider dari *ram*, *ram* berfungsi agar *punch* bergerak dengan presisi.
3. *Pressure relief valve* di setting sebesar 150 bar dan *screw* atau *knob* pada *flow control valve* di putar dari kondisi *fully closed* agar pada saat silinder *retract* memberikan gaya ke atas sebesar 14,6 kN dan silinder turun dengan kecepatan 0,3 m/s.

4. Sistem hidrolik telah berhasil dirancang untuk proses *deep drawing* dan proses *ironing*, pada saat di operasikan *Pressure* pada *power pack* di setting 150 bar dengan *flow rate* 20,4 liter/min agar mampu menggerakkan silinder dengan kecepatan 0,03 m/s. Daya motor yang dibutuhkan sebesar 6,55 HP atau dibulatkan menjadi 7 HP untuk keamanan.

5.2 Saran

Saran yang dapat diajukan untuk penelitian selanjutnya adalah:

1. *Pressure drop* pada selang akibat *bending* dan *fitting* perlu diperhitungkan agar mendapatkan hasil yang lebih baik.
2. Data-data yang ada didokumentasikan agar penelitian selanjutnya dapat berjalan dengan lancar.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sethiadarma, E., "*Perancangan Mesin Press Sampah Plastik*," Skripsi Program Studi Teknik Industri Fakultas Teknologi Industri Universitas Atmajaya Yogyakarta, 2010.
- [2] Saleh, M.M., "*Design Study of A Heavy Duty Hydraulics Machine Using Finite Element Techniques*," Doctoral Thesis, Scientific Studies and Research Center, Damascus, Syria, 1992.
- [3] Damic, V., Cohodar M., "Modelling and Simulation of Hydraulic System by Bonding Graphs," proceeding of the 23rd International DAAAM Symposium, Volume 23 No. 1, Viena, Austria, 2012.
- [4] Chatzakos, P., "*On Model-Based of Hydraulics Actuators*," Alpe – Adria – Danube Region Cassino, 2003.
- [5] Dariusz, G., "*Control System of The Hydraulic Cylinder Motion Synchronization with the Controller Designed on The Basis of The Direct Lapunov's Method*," Mechanics Vol. 28 No.3. pp 83-90, 2009.
- [6] Tschaetsch, Heinz., "*Metal Forming Practise*," Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Germany, 2006.
- [7] Schuler, Randall S., "*Metal Forming Handbook*," New York, St Paul, 1987.
- [8] Pollack, H.W., "*Material Science and Metallurgi*," Reston Publish. Coy, Virginia, 1981.
- [9] Boljanovic, Vukota., "*Sheet metal Forming Process and Die Design*," Industrial Press Inc, Tennessee, 2004.
- [10] Pinches, Michael Young and Ashby, John G., "*Power Hydraulics*," United States: Prentice Hall, 1988.
- [11] Team, TC., "*Fundamental of Hydraulic System*," Training centre of PT Trakindo Utama," Bogor, 2003.
- [12] Ahmad Hasnan, S., "*Mengenal Proses Deep Drawing*," Jakarta, 2006.

- [13] Eugene, D, Ostergaard. 1967. "*Advanced Die Making*," Prentice Hall; New Jersey.
- [14] Dufree, W. and Zun, Z. "*Fluid Power System Dynamics*," Minnesota: A National Science Foundation Engineering Research Center, United States, 2009.
- [15] Abidin, Z., Priangkoso T., Darmanto., "*Pengujian Performance Motor Listrik AC 3 Fasa Dengan Daya 3 HP Menggunakan Pembebanan Generator Listrik*" Skripsi Program Studi Teknik Mesin Universitas Wahid Hasyim Semarang, 2010.
- [16] Cundiff, John S., "*Fluid Power Cyrcuits and Controls*," Mechanical Engineering Series. United States, 2002.

BIODATA PENULIS



Faizal Rizaldi, lahir di kota Surabaya, 28 November 1990. Putra pertama dari Arief Basuki S.H dan Dra. Aqida Sandjajani. Kakak dari Fardani Ari Basyar. Penulis menyelesaikan masa studi di SD Muhammadiyah 4 Surabaya pada tahun 2000 dilanjutkan ke SMPN 12 Surabaya lulus pada tahun 2003 dan SMAN 16 Surabaya pada tahun 2006 dan lulus pada 2009. Selepas tersebut penulis melanjutkan studi di S1 Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember dan konsentrasi pada bidang studi manufaktur. Penulis mempunyai berbagai hobi diantaranya futsal, otomotif, bilyard dan berenang. Selama masa studi penulis aktif dalam berbagai macam kegiatan dan organisasi. Menjadi anggota Mesin ITS Autosport pada tahun 2009, dan menjadi kadiv HRD Mesin ITS Autosport pada tahun 2010. Penulis banyak mendapat amanah untuk menjadi panitia pada banyak event internal bahkan eksternal Jurusan dan Institut seperti Makrab, Gerigi, Mechom, MSC, Mesin ITS Rally, Mesin ITS Autosport slalom, dan IMIC. Dengan banyak bekal pendidikan, pengalaman, keahlian berbahasa, keahlian teknologi, keahlian software, hingga keahlian organisasi dan sosial, maka penulis mendedikasikan Tugas Akhir dengan judul “Perancangan Sistem Hidrolik *Punch Stroke* Pada Mesin *Press* Untuk Pembuatan *Cup* Selongsong peluru Kaliber 20 mm” yang dibimbing oleh Ir Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D. Apabila terdapat pertanyaan dapat menghubungi penulis di email: faizalrzld4@gmail.com.